

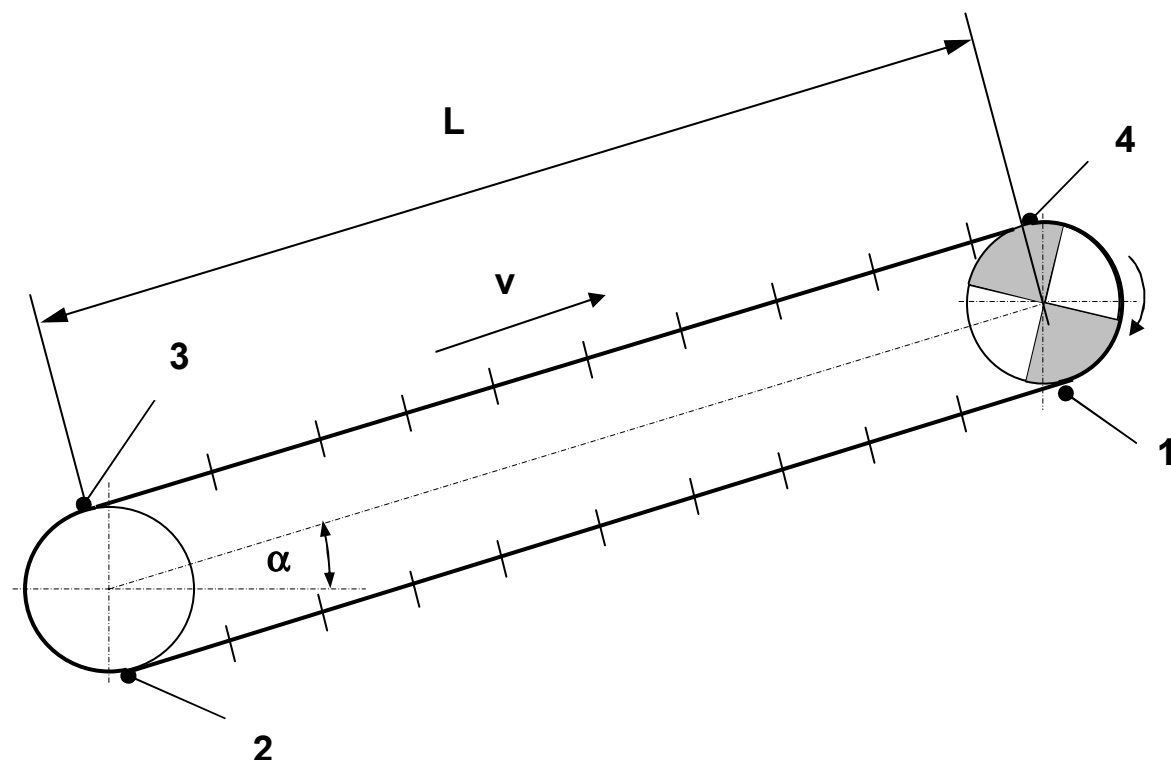
Obliczanie podstawowych parametrów przenośnika zgrzeblowego.

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 ogniwowego 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:

$$S_1 = 5 \div 10 \text{ kN}$$

$$S_2 = S_1 + W_{1 \div 2} \text{ kN}$$

$$S_3 = S_2 + W_{2 \div 3} \text{ kN}$$

$$S_4 = S_3 + W_{3 \div 4} \text{ kN}$$

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 $f_2 = 0,4 \div 0,7$

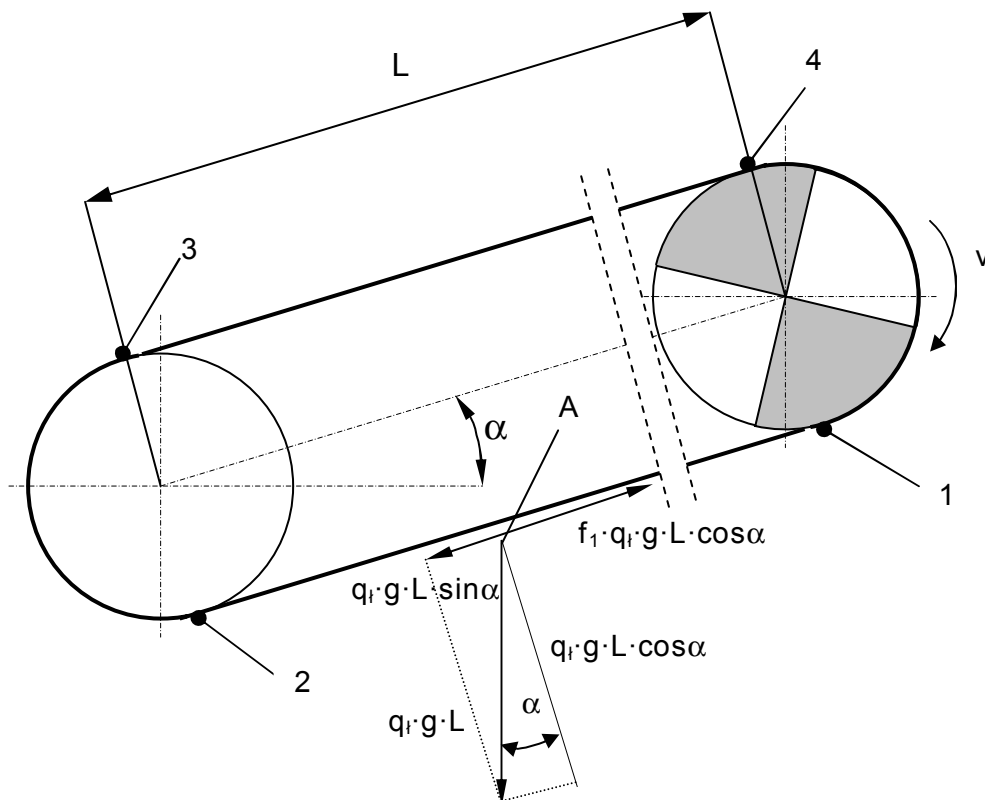
dla ziarna zbóż $f_2 = 0,4 \div 0,6$

L – długość przenośnika [m]

α – kąt nachylenia przenośnika [°]

g – przyspieszenie ziemskie [m/s^2]

Rozkład sił w cięgnie 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 „-”.

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

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

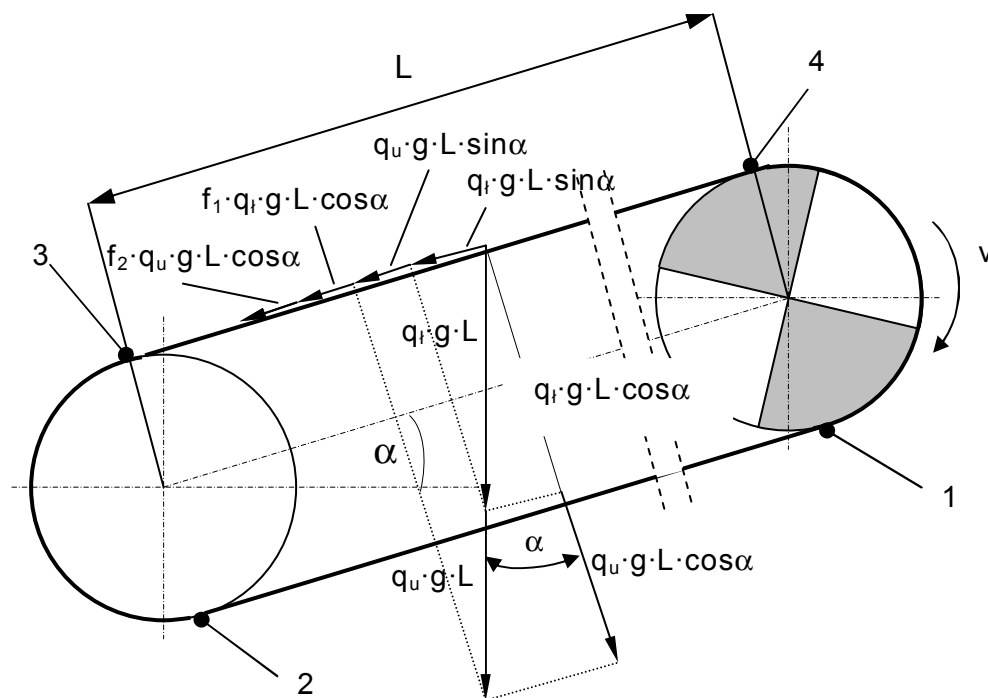
Na odcinku 2-3, na którym łańcuch zmienia kierunek ruchu o 180° , określenie analityczne oporów ruchu jest trudne ze względu na złożoność zjawisk występujących w tym miejscu i dlatego w uproszczonych obliczeniach przyjmujemy że opory ruchu na tym odcinku powiększają siłę S_3 o 3÷5% w stosunku do wartości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



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

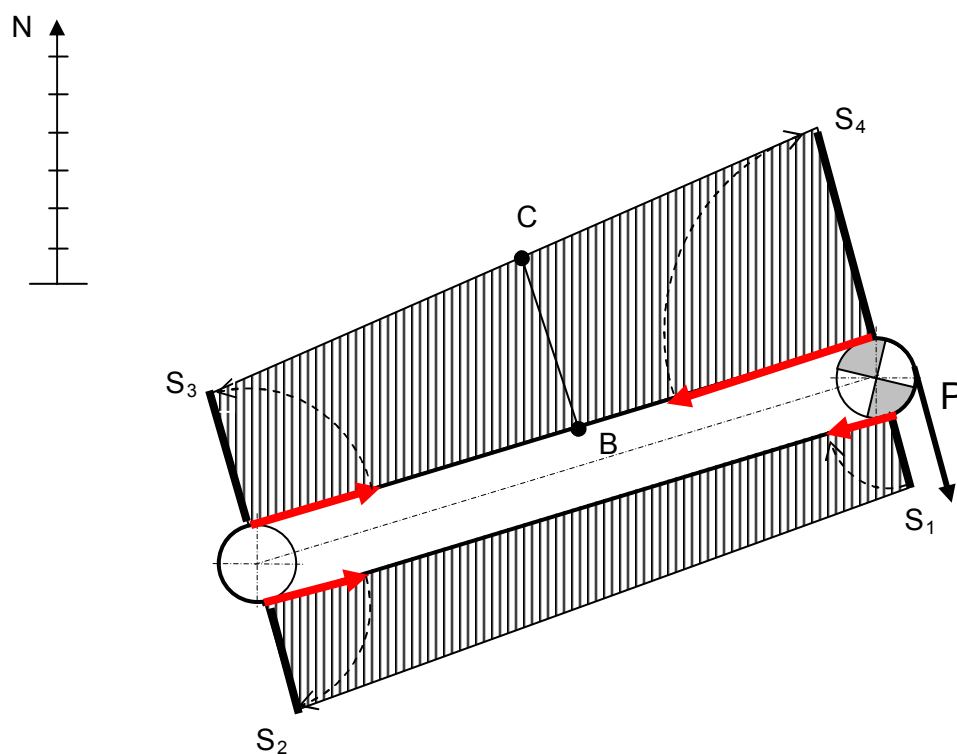
$$S_4 = S_3 + f_1 \cdot q_i \cdot g \cdot L \cdot \cos \alpha + f_2 \cdot q_u \cdot g \cdot L \cdot \cos \alpha + q_i \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha + q_u \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha$$

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 wykreślnie wartości sił w ciągnię 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 ciągną w dowolnym punkcie np. w punkcie B będzie to siła, której wartość reprezentuje długość odcinka BC



Obliczenie mocy napędu

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

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

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

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 „ N_s ”. 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.

$$S_{max} = \frac{k_p}{n} \cdot \left(S_1 + \frac{N_{dob} \cdot \eta \cdot 1000}{v} \right) [\text{N}]$$

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

Szereg mocy silników wg DIN 42973

**1,5; 2,2; 3; 4; 5,5; 7,5; 11; 15; 18,5; 22; 30; 37; 45; 55; 75; 90;
110; 132; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 1000; 1500; 2000;**