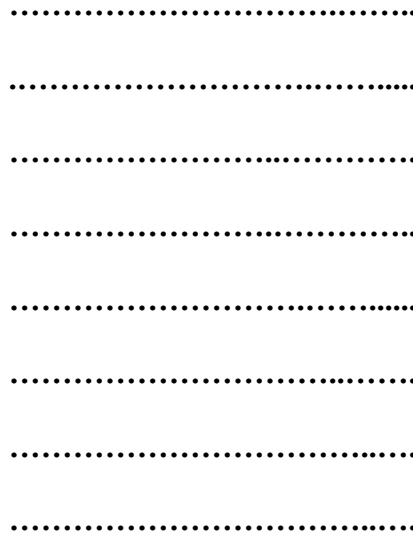
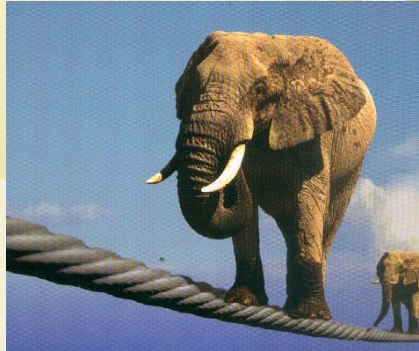
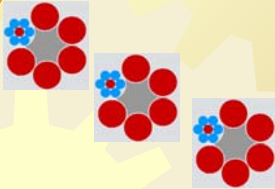


Środki transportu bliskiego

Liny stalowe i układy cięgnowe linowe

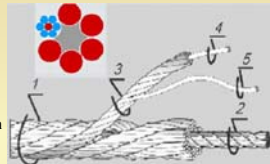
Budowa i eksploatacja lin

Wytuczne projektowania układów cięgnowych linowych



Budowa liny stalowej

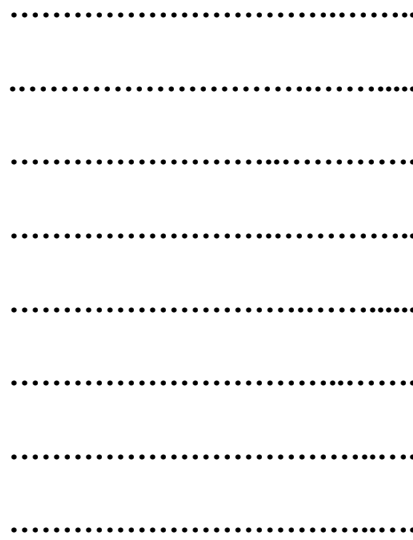
Lina stalowa zbudowana jest ze **splotek** i **rdzenia**. Rdzeń pełni w linie przede wszystkim rolę podpory dla splotek, jest jednocześnie zbiornikiem smaru i odpowiada za właściwy kształt liny. Rdzenie linowe mogą być wykonane np. z włókien organicznych, z włókien sztucznych – polipropylenowych lub jako stalowe.



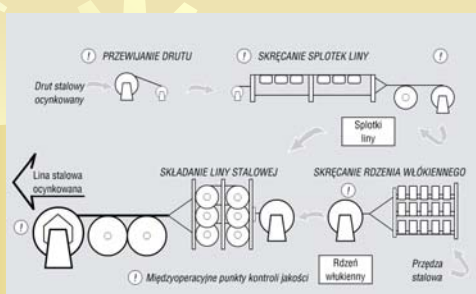
1. lina dwuzwita
2. rdzeń liny
3. splotka liny
4. rdzeń splotki
5. druty splotki

Klasyfikacja lin stalowych wg:

1. kształtu przekroju poprzecznego liny: a) okrągłe; b) płaskie (liniska)
2. kształtu przekroju poprzecznego splotek: a) okrągłosplotkowe, b) trójkątnosplotkowe, c) owalniosplotkowe
3. kształtu przekroju poprzecznego drutów: a) z drutów okrągłych, b) z drutów okrągłych i kształtowych
4. liczby splotek i linisk: a) jednosplotkowe (jednozwyte); b) sześciosplotkowe (dwuzwyte), c) ośmiosplotkowe (dwuzwyte) d) osiemnastosplotkowe (dwuzwyte), e) szesnastoliniskowe (okrągłe i płaskie), f) ośmioliniskowe (płaskie), g) dziesięcioliniskowe (płaskie), h) dwunastoliniskowe (płaskie)
5. liczby warstw splotek w linie: a) z jedną warstwą splotek, b) z dwiema warstwami splotek, c) z trzema warstwami splotek
6. liczby warstw drutów w splotce: a) o splotkach jednowarstwowych, b) o splotkach dwuwarstwowych, c) o splotkach trzywarstwowych, d) o splotkach czterowarstwowych,
7. styczności drutów w splotkach: a) o punktowej styczności drutów w splotce, b) o liniowej styczności drutów w splotce
8. wielokrotności zwicha liny: jednozwyte, dwuzwyte, trójzwyte, szyte
9. kierunku zwicha liny i splotek: a) wykonanie prawe – tzw: „Z”; b) wykonanie lewe – tzw: „S”
10. wzajemnego układu zwicha splotek i liny: przeciwwzwyte prawe - Z/s b) przeciwwzwyte lewe – S/z, współzwyte prawe Z/z, d) współzwyte lewe – S/s
11. materiały rdzenia: a) rdzeń z włókien organicznych, b) rdzeń z włókien z tworzyw sztucznych, c) z rdzeniem metalowym
12. naprężeń wewnętrznych w linie: a) nieodpężane, b) odpężane
13. odkrętności liny: a) odkrętna, b) nieodkrętna (symbol „N”)
14. klasy jakości liny: wysokiej jakości (pierwszej klasy) – symbol I, b) normalnej jakości (drugiej klasy) – symbol II
15. rodzaju pokrycia drutów: a) tzw. gołych (nie pokrytych), b) ocynkowanych – symbol „g”,
- 16: nominalnej wytrzymałości drutów na rozciąganie: a) 1,18GPa, b) 1,37GPa, c) 1,57GPa, d) 1,76GPa, e) 1,96GPa, f) 2,16GPa



Technologia produkcji lin stalowych



Podstawowe fazy produkcji lin

1. przygotowanie drutów (wałcówka stalowa, stале manganowo-krzemowe D35 do D90 (węgiel 0,35+0,89%, mangan 0,3+0,6%, krzem 0,17+0,37%, drut z wałcówki jest przeciągany na ciągadłach, patentowany tzn. usuwana zgorzel, cynkowany)
2. stalowych (nawijanie na szpule)
3. produkcja splotek
4. proces przygotowania rdzenia liny
5. produkcja lin

Podstawowe konstrukcje splotek: 1 x 7

1 x 19

1 x 37

Liny stalowe – podstawowe konstrukcje lin stosowanych w dźwigach



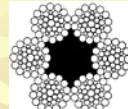
T 6 x 19 + Ao
(tzw. typowa)



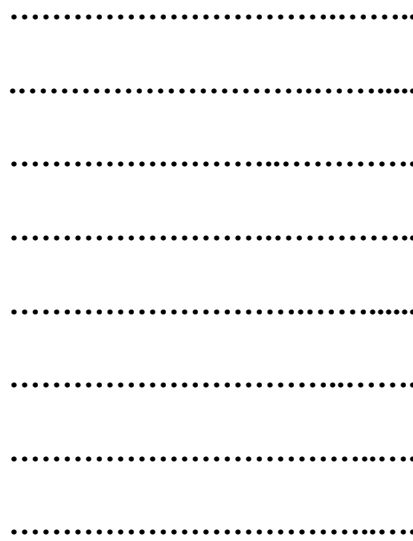
S 6 x 19 + Ao
(tzw. Seale)



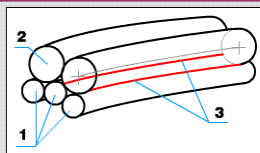
W 6 x 19 + Ao
(tzw. Warrington)



WS 6 x 36 + Ao
(tzw. Warrington Seale)

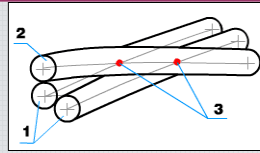


Rodzaje zwięcia drutów w spłotkach (styczność drutów w spłotkach)



Splotka o równoległym zwięciu.

1. druty warstwy wewnętrznej;
2. druty warstwy zewnętrznej;
3. liniowy styk pomiędzy drutami.



Krzyżowe zwięcie drutów.

1. druty warstwy wewnętrznej;
2. druty warstwy zewnętrznej;
3. miejsce skrzyżowania drutów w warstwach, jednocześnie miejsce styku pomiędzy drutami.

1. O równoległym zwięciu (o liniowej styczności drutów w spłotce) - spłotki, które posiadają minimum dwie warstwy drutów, wszystkie skręcone w jednej operacji (w tym samym kierunku) co skutkuje liniowym stykiem drutów pomiędzy warstwami.

2. O zwięciu krzyżowym (o punktowej styczności drutów w spłotce) - spłotki wykonane z minimum dwóch warstw drutów, skręconych w tym samym kierunku w oddzielnych operacjach przy różnych długościach skoków zwięcia. Druty sąsiednich warstw krzyżują się między sobą i stykają punktowo.

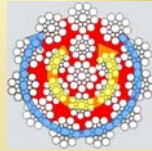


Kierunki zwięcia drutów w spłotce i spłotek w linie

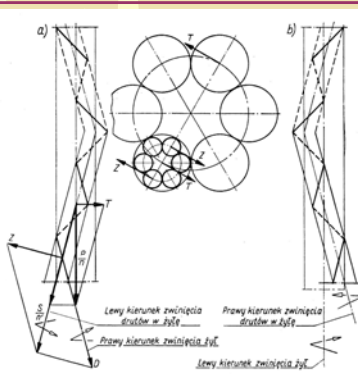
1. wykonanie prawe - Z lub z
2. wykonanie lewe - S lub s

wzajemny układ zwięcia spłotek w linie i drutów w spłotce

- przeciwzłite prawe - Z/s
- przeciwzłite lewe - S/z
- współzłite prawe Z/z
- współzłite lewe - S/s

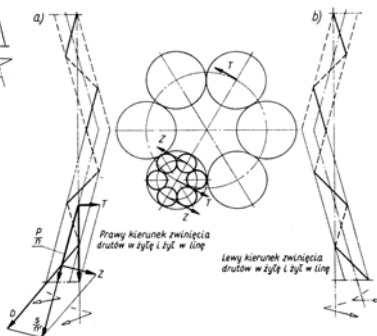


Liny stalowe - schematy zwięcia lin

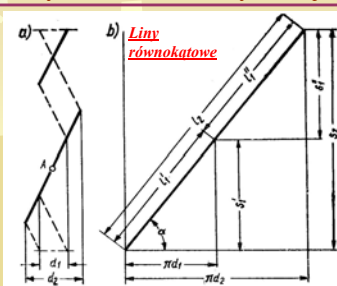


Liny przeciwzłite wykazują zmniejszoną tendencję do rozkręcania się. Część siły naciągu linii P/n , przypadająca na każdą z n żył, jest rozłożona na kierunek zgodny z osią żyły i kierunek prostopadły do osi linii, co daje składowe odpowiednio równe S i T . Z kolei siła S/n' przypadająca na każdy z n' drutów żyły może być w odpowiedni sposób rozłożona dając składową Z prostopadłą do osi żyły.

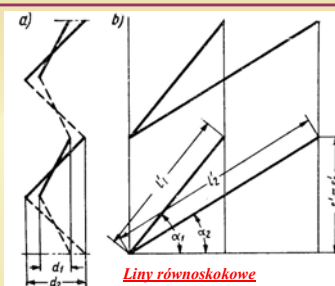
Suma momentów spowodowanych parami sił T oraz Z odniesiona do całego przekroju liny przy odpowiednim doborze kątów linii śrubowych drutów i żył może być równa zero i lina ma wtedy znacznie zmniejszoną tendencję do rozkręcania się pod obciążeniem.



Liny stalowe - schematy zwięcia lin



Liny równokątowe



Liny równoskokowe

Liny równokątowe - w zwykłych linach przeciwzłitych i współzłitych (np. typu T) wszystkie druty mają jednakowe długości i średnice. Jednakowe długości drutów uzyskuje się przez zachowanie tego samego kąta pochylenia linii śrubowej drutów w każdej warstwie. Skok drutów w poszczególnych współśrodkowych warstwach o średnicy d_1, d_2 jest różny i mniejszy w warstwie wewnętrznej S_1' , a większy w warstwie zewnętrznej S_2 , choć całkowita długość drutów w każdej warstwie jest taka sama $l_2 = l_1' + l_1''$. Liny równokątowe zapewniają równomierny rozkład obciążeń rozciągających, co wpływa na wzrost ich trwałości. Jednak na skutek różnych skoków występuje w tych linach punktowe krzyżowanie się drutów, co wpływa niekorzystnie na ich trwałość.

Liny równoskokowe - skok linii śrubowej w każdej warstwie jest jednakowy $S_1' = S_2'$. Druty warstw sąsiednich biegną w nich równolegle, są podparte na całej swej długości i nie krzyżują się. Trwałość i giętność lin równoskokowych jest znacznie większa niż lin z punktowym stykiem drutów (równokątowych).

Wpływ konstrukcji liny na sztywność i odporność na ścieranie

Im cieńsze splotki, a jest ich więcej, tym większa jest elastyczność liny oraz zwiększa się jej wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie, jeżeli natomiast splotki są grubsze, a jest ich mniej, to zwiększa się odporność na ścieranie, ale maleje elastyczność.

S6x19	F6x21	W6x19	WS6x26	F6x25	S8x19	WS8x31	F8x25	WS8x26	WS8x36	WS8x31	WS8x36
-------	-------	-------	--------	-------	-------	--------	-------	--------	--------	--------	--------

1x7	6x7+IWS	6x7+IWR	8x7+IWR	6x7+FC	8x7+FC
-----	---------	---------	---------	--------	--------

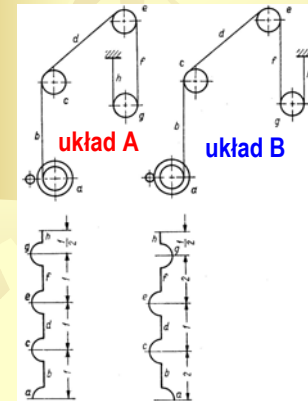
Sztwytne
Odporne na ścieranie
Mało odporne na zginanie
Grube druty (w odniesieniu do średnicy liny)
Odporne na rozciąganie

Elastyczne
Mało odporne na ścieranie
Odporne na zginanie
Cienkie druty (w odniesieniu do średnicy liny)
Mało odporne na rozciąganie

Trwałość lin – zużycie lin, miara trwałości lin

Proces zużycia lin, w tym głównie pęknięcia i zerwania drutów na długości skoku linii śrubowej, zależy od rozkładu i wielkości sił wewnętrznych między drutami w lince, wielkości sił zewnętrznych działających na linkę oraz wzajemne przemieszczanie drutów w czasie pracy liny, podczas przewijania się przez krążki i nawijania na bębny.

Miarą trwałości lin jest liczba jej możliwych przegięć Ω do chwili zerwania. Przyjmuje się wg. Woernleg'o, że zgięcie i wyprostowanie liny liczy się za jedno pełne przegięcie, a zgięcie w kierunku przeciwnym i wyprostowanie za dwa przegięcia.



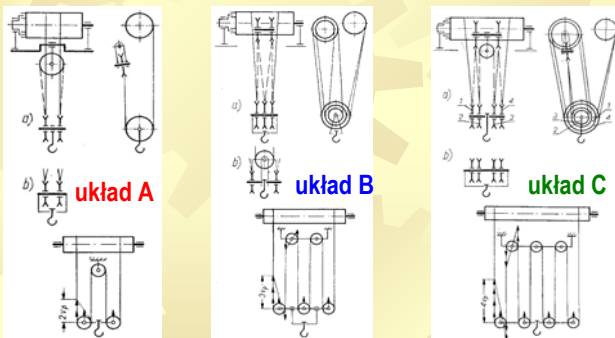
Liczbę przegięć w czasie jednego cyklu pracy określa się metodą wykreślną Benoita.

- Wg. sposobu prowadzenia liny – **układ A**, gdzie lina zgina się stale w jedną stronę, liczba przegięć wynosi $\Omega=3,5$,
- Wg. sposobu prowadzenia liny – **układ B**, gdzie lina przegina się także w drugą stronę, liczba przegięć wynosi $\Omega=5,5$,
- Trwałość tej samej liny będzie zatem w przypadku eksploatacyjnym odpowiadającym układowi B niższa niż w przypadku A w stosunku 7/11.
- wniosek: w układach ciągnowych należy dbać, aby lina zginała się stale w jedną stronę.

Typowe układy mechanizmów podnoszenia suwnic i żurawi

Podział funkcjonalny lin, z ze względu na ich funkcje eksploatacyjne

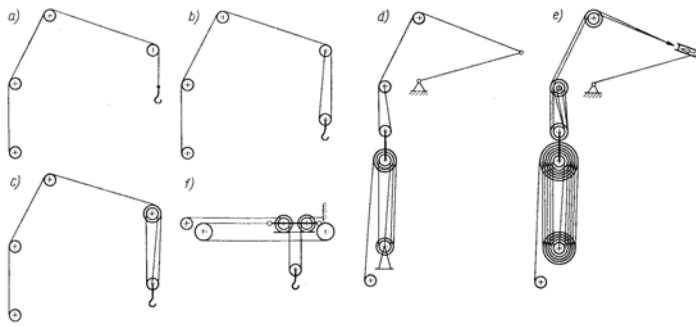
- liny przewijające się (liny mechanizmów podnoszenia, chwytakowe, trzymające i zamykające, liny zwodzące wysięgniki żurawi, liny pociągowe wciągarek i dźwignie linotorowych, liny przeciwwag)
- liny odciągowe kotwiczące – tzn nie przewijające się przez krążki lub tylko czasami przez nie przebiegające (podciąg w dźwigarach, liny kotwiczne w żurawach typu Derrick, itp.)
- liny nośne torowe – obustronnie zamocowane, zwisają według krzywej łańcuchowej, służą jako tory kół jednych wozdarek (np. w układach kolejek dwulinowych napowietrznych)



- A – mechanizm podnoszenia, wciągarka bębnowa, układ odlinowania zdwojony, zblozce dwukrążkowe, $i_{uk} = 2$
- B – mechanizm podnoszenia wciągarka bębnowa, układ tzw. zdwojony, zblozce trzykrążkowe, $i_{uk} = 3$
- C – mechanizm podnoszenia, wciągarka bębnowa, układ zdwojony, zblozce czterokrążkowe, $i_{uk} = 4$

Przykładowe rozwiązania układów linowych żurawi

Mechanizmy robocze żurawi - liny przewijające się



- a), b) c) – układy olinowania mechanizmów podnoszenia
- d), e) – układy olinowania mechanizmów zwożenia wysięgników
- f) – układ wodzenia

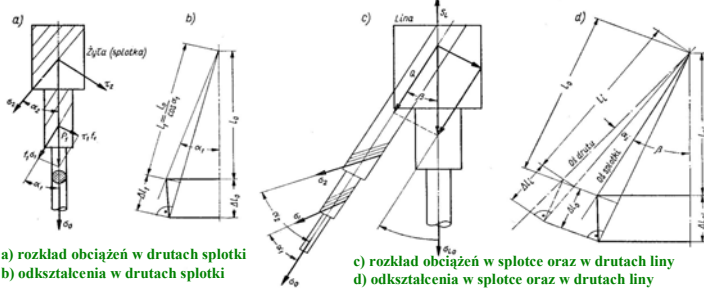
Obciążenia drutów w linie - naprężenia

Wg klasycznych rozważań, w drutach linowych występują naprężenia: a) rozciągające, b) zginające, c) naciski między liną a krążkiem, d) wtórne naprężenia zginające oraz e) skręcające.

Wzory przybliżone do wyznaczenia naprężeń rozciągających i zginających w linie:

Naprężenia rozciągające σ_r w linie o przekroju spłotów metalu liny F wywołane siłą osiową S_l : $\sigma_r = \frac{S_l}{F}$
 Naprężenia zginające σ_g : $\sigma_g = \frac{\delta}{D} * E$ S_l - siła rozrywająca linę, F - przekrój drutów liny,
 δ - średnica liny, D - średnica krążka lub bębna, E - moduł Younga

Naprężenia rozciągające w drutach wywołane siłą osiową S_l

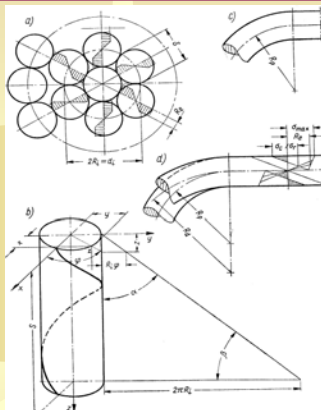


a) rozkład obciążeń w drutach spłotki
b) odkształcenia w drutach spłotki

c) rozkład obciążeń w splocie oraz w drutach liny
d) odkształcenia w splocie oraz w drutach liny

gdzie: σ_0 - naprężenia normalne w drucie rdzeniowym spłotki, σ_1, σ_2 - naprężenia normalne w drutach spłotki, f_1, f_2 - przekroje drutów pierwszej i drugiej warstwy, α_1, α_2 - kąty pochylenia linii śrubowej drutów w splocie, l_0 - długość początkowa drutu rdzeniowego, l_1 - długość drutu rdzeniowego po jego obciążeniu, β - kąt pochylenia linii śrubowej spłotek w linie, l_{ol} - długość początkowa liny, Δl_{ol} - wydłużenie liny w stanie obciążenia siłą S_l

Naprężenia zginające od zlinowania i wywołane przegięciem na krążkach i bębnach



Naprężenia zginające od zlinowania

Rys. a) schemat naprężeń drutów po ich zwinieniu w spłotkę (linę) - wskutek uformowania pierwotnie prostych drutów o średnicy δ w odpowiedni kształt śrubowy powstają w drutach własne naprężenia zginające σ , które w większości przypadków są większe od granicy plastyczności Re (druty ulegają trwałym odkształceniom - uplastyczniają się w strefach, w których przekroczona jest wartość naprężeń powyżej Re).

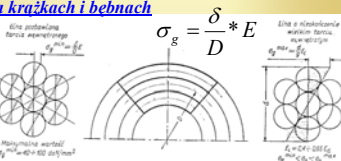
Rys. b) parametry geometryczne drutu w fazie zlinowania

Rys. c) widok wstępnie profilowanych drutów (R_p - promień wstępnego gięcia, R_d - promień krzywizny linii śrubowej po zlinowaniu);

Rys. d) schemat ilustrujący wpływ wstępnego profilowania drutów w procesie linowania na wartość naprężeń σ oraz σ_r (wyraźnie zmniejszenie stanu naprężeń ściskających i rozciągających w drucie w procesie zlinowania do granicy poniżej Re)

Naprężenia zginające wywołane przegięciem na krążkach i bębnach

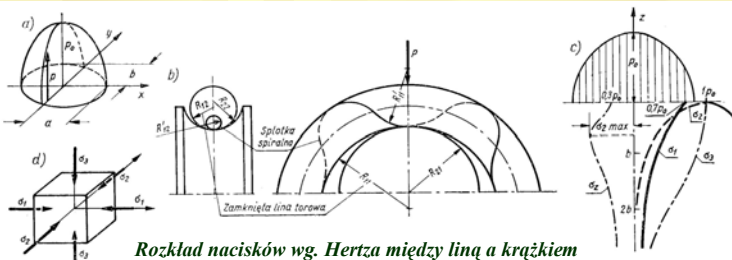
δ - średnica liny, D - średnica krążka lub bębna, E - moduł Younga dla drutu (przy założeniu tarcia nieskończenie małego między drutami i ich swobodnego przesuwania się w linie przyjmuje $E = E_{drutu} = 215 \text{ GPa}$, dla przypadku występowania tarcia nieskończenie wielkiego między drutami przyjmuje się $E = 0,4 + 0,65 E_{drutu}$)



$$\sigma_g = \frac{\delta}{D} * E$$

Naciski między linią a krążkiem

Rys a) eliptyczny zarys pola naprężeń ściskających w strefie zetknięcia się linii i krążka linowego, Rys b) linia styku spłotki z powierzchnią ściskana koła linowego, Rys c) rozkłady naprężeń głównych $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ oraz σ_{zast} w głąb materiału Rys d) ustalenia kierunków osi x i y odpowiednio zgodnych z kierunkami półosi a i b eliptycznego zarysu pola naprężeń ściskających w linii styku



Rozkład nacisków wg. Herta między linią a krążkiem

Ciśnienie maksymalne p_{0-max} oraz średnie p_{sr} na powierzchni styku linii z krążkiem

$$p_{0-max} = \frac{3}{2} * \frac{P}{\pi * a * b} \quad p_{sr} = \frac{P}{\pi * a * b} \quad \text{gdzie: } P - \text{siła docisku,}$$

$a, b - \text{wymiary osi eliptycznego pola styku}$

$$\sigma_x = \sigma_1, \sigma_y = \sigma_2, \sigma_z = \sigma_3 \in f(P, a, b) \quad \sigma_{zast-max} = 0,6 * p_{0-max}$$

$$\sigma_{zast}^2 = \sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y - \sigma_y \cdot \sigma_z - \sigma_x \cdot \sigma_z$$

Praktyczne metody doboru i obliczania lin (wytyczne PN i UDT)

Wobec dużej złożoności określania naprężeń cząstkowych w linie, w praktyce stosuje się szereg uproszczeń, stąd liny oblicza się wyłącznie na rozciąganie, zwiększając odpowiednio współczynniki bezpieczeństwa, które uwzględniają wpływy zginania lin na krążkach i bębnach oraz inne rodzaje obciążeń, nie dających się w pewny sposób określić analitycznie.

Teoretyczna nominalna siła zrywająca druty w linie: $P_{nom} = F_m \cdot R_m = R_m \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\pi \cdot \delta_i^2}{4}$
 gdzie: F_m – całkowity przekrój drutów w linie, R_m – wytrzymałość drutu na rozciąganie,
 δ_i – średnice drutów w linie

Najmniejsza siła zrywająca linę: $P_{zr} = k \cdot P_{nom}$

Współczynnik zmniejszający (tzw. współczynnik sprawności liny): $k \cong 0,83$ (katalogi producentów)

Warunek wytrzymałościowy:

$$\frac{P_{zr}}{S} \geq X$$

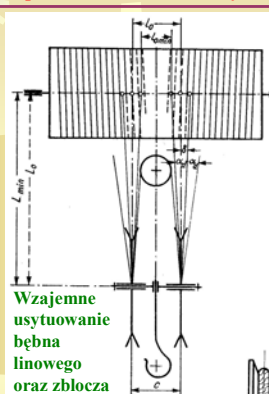
gdzie: S – obliczeniowa siła w linie,
 X – najmniejszy współczynnik bezpieczeństwa

grupa natężenia pracy mechanizmu	najmniejszy współczynnik bezpieczeństwa
M1	3,15
M2	3,35
M3	3,55
M4	4,00
M5	4,50
M6	5,60
M7	7,10
M8	9,00

cechy konstrukcyjne liny		rdzeń liny	
		Nośny	nienośny
liny dwuzwite	o spłotkach dwuwarstwowych	0,82	0,85
	o spłotkach trzy i wielowarstwowych	0,78	0,82
liny nieodkrętnie		0,74	

Przy mechanizmach podnoszenia przeznaczonych do transportu roztopionych metali lub innych ładunków gorących, aktywnych chemicznie, w układach bezpieczeństwa, itp., współczynnik X powinien być odpowiednio zwiększony.

Dopuszczalne boczne odchylenie lin w mechanizmach podnoszenia



Wzajemne usytuowanie bębna linowego oraz zbrocza

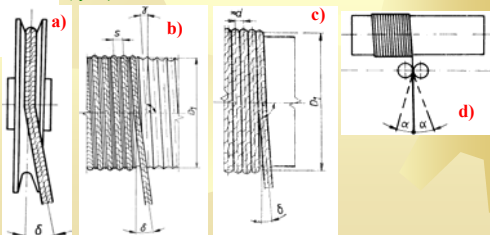
Części układu ciągnowego linowego powinny być tak rozmieszczone, aby boczne odchylenia liny względem osi rowka na krążku (rys a) lub na bębnie (rys b) nie przekraczało: $tg \delta = 1/15$.

W przypadku lin nieodkrętnych boczne odchylenie nie powinno przekraczać $tg \delta = 1/40$.

Dla bębnow gładkich (bez rowków linowych) boczne odchylenie liny względem płaszczyzny prostopadłej do osi bębna (rys c) nie powinno przekraczać $tg \delta = 1/30$.

Odchylenie sprawdzamy dla przypadku obciążeń statycznych (z pominięciem odchyleni wynikających z sił dynamicznych działających prostopadle do osi liny w czasie eksploatacji układu).

Odchylenie liny na rolkach układacza od płaszczyzny stycznej do tych rolki nie powinno przekraczać $tg \alpha = 1/12$ (rys d).



Trwałość liny – minimalne średnice podziałowe bębnow i krążków

Minimalne średnice podziałowe bębnow i krążków linowych należy obliczać wg wzoru:

$$D_i \geq d \cdot e_i \cdot e_\omega$$

gdzie: D_i – odpowiednio średnica podziałowa oraz współczynnik e dla bębna linowego $i=1$, dla krążków linowych $i=2$, dla krążków wyrównawczych $i=3$,
 e_ω – współczynnik zależny od liczby przęgieć w ciągu

Grupa natężenia pracy mechanizmu	Bębny linowe	Krążki linowe	Krążki wyrównawcze
	współczynniki		
	e_1	e_2	e_3
M1	11,2	12,5	11,2
M2	12,5	14	12,5
M3	14 ¹⁾	16 ¹⁾	12,5 ¹⁾
M4	16 ²⁾	18 ²⁾	14 ²⁾
M5	18	20	14
M6	20	22,4	16
M7	22,4	25	16
M8	25	28	18

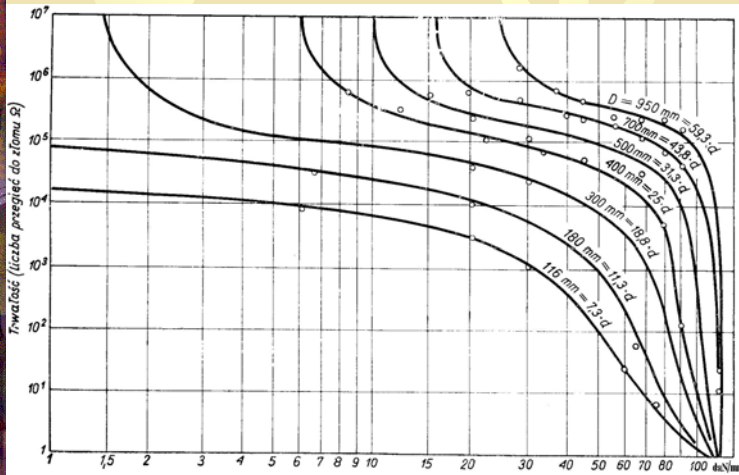
Dla żurawi samojednych należy przyjmować następujące wartości współczynników: ¹⁾ - dla mechanizmu zmiany wysięgu
²⁾ - dla mechanizmów podnoszenia

Liczba przęgieć w ciągu ω	e_ω	
	bębny i krążki wyrównawcze	krążki czynne
$\omega \leq 5$	1	1
$6 \leq \omega \leq 9$		1,12
$\omega \geq 10$		1,25

Dla wyznaczania średnicy krążków zbrojczy chwytaka dopuszcza się przyjmowanie współczynnika $e_2 = 20$. Dla układów linowych podnoszenia układow i suwnic kolumnowych, gdy lina dobiekana jest z minimalnym współczynnikiem bezpieczeństwa $\lambda=9$, średnice podziałowe krążków i bębnow mogą być wyznaczane ze współczynników $e_1 + e_3$ jak dla grupy natężenia pracy M6.

Wpływ poszczególnych parametrów na trwałość liny – promień przęgięcia liny

Wpływ promienia przęgięcia liny na krążku oraz obciążenia liny siłą osiową na jej trwałość



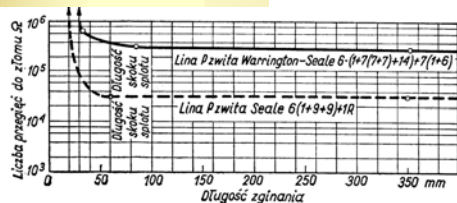
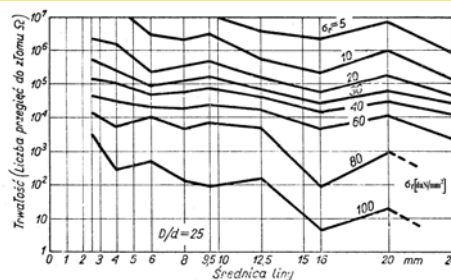
Wpływ średnicy krążka D i naprężenia właściwego σ , na trwałość liny współzwiętej

wniosek: trwałość liny współzwiętej spada ze wzrostem σ ; i wzrasta z rosnącym stosunkiem D/d

Wpływ poszczególnych parametrów na trwałość liny – średnica liny i długość zginania

Wpływ średnic D/d i naprężenia właściwego σ dla lin przecizwitych na ich trwałość

wniosek: trwałość liny przecizwitej spada ze wzrostem σ i wzrasta z malejącą wartością średnicy liny d (przy stałym stosunku D/d)



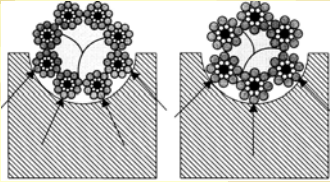
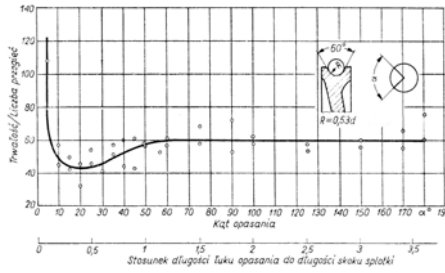
Wpływ długości zginania na trwałość lin przecizwitych o rdzeniu stalowym i organicznym

Liczba przęgieć jest zależna od długości zginanego odcinka liny. Graniczna długość równa jest 5 średnicom liny. Dopiero poniżej tej wartości liczba dopuszczalnych przęgieć wzrasta stopniowo do nieskończoności. Takie małe odcinki przeginania mają niekiedy liny na krążkach wyrównawczych, albo w wielokrążkach urządzeń wiertniczych. W takich sytuacjach układ linowy należy odpowiednio kształtować i sprawdzać.

Wpływ poszczególnych parametrów na trwałość lin – kąt opasania – liczba splotów

Opasanie liny w płaszczyźnie krążka wynosi od kilku stopni do 270°. Liczba przebiegów przy zmniejszającym się kącie jest do pewnego małego kąta niezależna od kąta opasania na krążku linowym, a wielkości naprężeń pozostają niezmiennione. Małe kąty opasania są raczej niekorzystne, gdyż strefa zginania zjawia się już przy małych odcinkach przebiegu liny, przy czym zachodzi w linie cały cykl przebiegu. Dopiero poniżej 5° liczba przebiegów zmienia się, gdyż lina nie przystosowuje się do krzywizny krążka, tylko przyjmuje większy swobodny promień krzywizny.

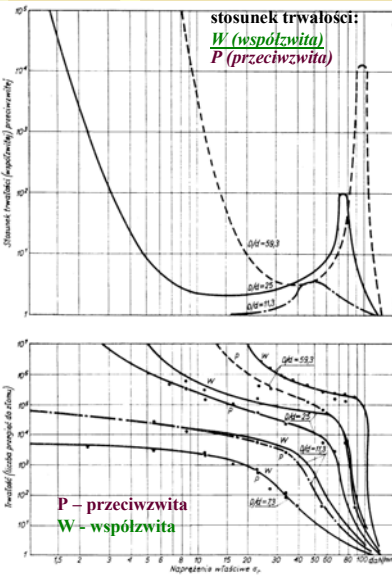
Wpływ kąta opasania liny w płaszczyźnie krążka



Wpływ liczby splotów na trwałość lin

Lina o ośmiu albo większej ilości splotów zewnętrznych ma więcej punktów styku z rowkiem krążka linowego, aniżeli np. typowe konstrukcje lin 6 splotkowych. Zmniejsza się przez to w sposób istotny nacisk Hertza, co powoduje znaczący wzrost trwałości (wg. danych literaturowych stosunek trwałości w układach dźwignic dla lin 6, 8 i 0 splotkowych wynosi 1 : 3 : 5)

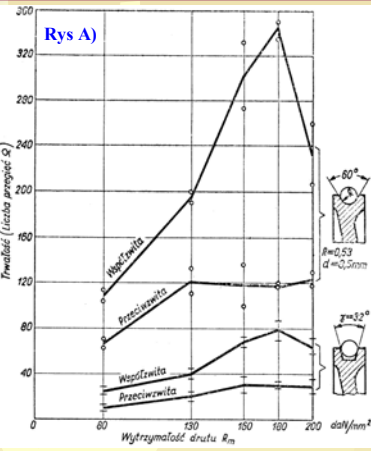
Wpływ poszczególnych parametrów na trwałość lin – rodzaj splotu



Rodzaj splotu:

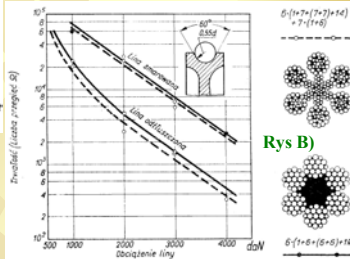
liny współzwite, pracujące w dokładnie przylegającym rowku okrągłym, przewyższają trwałością liny przeciwzwite. W zasadzie użycie lin współzwitych, pracujących na zmęczenie przy zginaniu, jest korzystne wszędzie tam, gdzie odkręcanie nie odbija się negatywnie, a więc tam, gdzie masy są prowadzone albo też w układach zdwojonych przy użyciu lin prawo- i lewoskrętnych, np. w chwytakach czterolinowych. Literatura nie podaje jednoznacznej stałej zależności między trwałością lin współzwitych i przeciwzwitych. Stosunki tych trwałości wahają się między 1, a nieskończonością. wpływ rodzaju splotu na trwałość liny zależy od stanu naprężenia σ , i od stosunku D/d . przy oszacowaniu dla potrzeb praktyki inżynierskiej można przyjmować, że w przypadku dźwignic stosunek ten wynosi 2 +3. w rowkach klinowych lina współzwita wykazuje mniejszą trwałość od liny przeciwzwitej, i stosunek ten dla praktyki inżynierskiej można przyjmować jako 0,5.

Wpływ poszczególnych parametrów na trwałość lin – rodzaj rowka - smarowanie

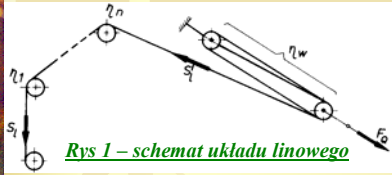


Rys A) – wpływ rodzaju rowka linowego: okrągły i klinowy na trwałość lin dźwignicowych przeciw- i współzwitych w warunkach porównywalnego stanu naprężenia.

Rys B) - smarowanie lin ma istotny wpływ na trwałość; może ono polepszyć trwałość liny przeginananej zmęczeniowo 3 + 8 razy. Smarowanie, oprócz zapobieganiu korozji drutów i degradacji rdzeni (np. butwienia rdzeni organicznych), ułatwia poślizg drutów i splotek przy zginaniu liny, a więc zmniejsza w ten sposób zmienne naprężenia zginające.



Zależności do obliczania sprawności układów cięgowych



Sprawność η_c przy napędzaniu (punkty ciężna nawijanego na bęben - rys 1 - przemieszczają się w kierunku siły S_i) obliczamy z zależności:

$$\eta_c = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \cdot \eta_w$$

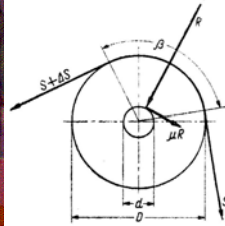
η_1, \dots, η_n - sprawności krążków kierujących
 η_w - sprawność wielokrążka przy napędzaniu
 S_i - siła w linie

Sprawność η_{ch} przy hamowaniu (punkty ciężna nawijanego na bęben - rys 1 - przemieszczają się w kierunku przeciwnym do siły S_i) obliczamy z zależności:

$$\eta_{ch} = \left(2 - \frac{1}{\eta_1}\right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_2}\right) \cdot \dots \cdot \left(2 - \frac{1}{\eta_n}\right) \cdot \eta_{wh}$$

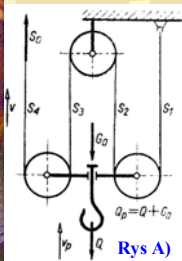
η_{wh} - sprawność wielokrążka przy hamowaniu

Sprawność pojedynczego krążka linowego



$\Delta S_1 \approx 0,01$ straty wywołane sztywnością liny (wg badań)
 $\Delta S_2 \approx 0,5 D = \mu \cdot R \cdot (0,5d)$ - straty w łożyskowaniu
 stąd: $\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2$ dla $R \approx 2 \cdot S \cdot \sin(\beta/2)$
 dla typowych konstrukcji zwykle $d/D \approx 0,2$
 $\mu \approx 0,1$ - dla łożyskowania ślizgowego, stąd $\Delta S = [0,01 + 0,04 \sin(\beta/2)] \cdot S$
 oraz $\mu \approx 0,05$ - dla tocznego, stąd $\Delta S = [0,01 + 0,02 \sin(\beta/2)] \cdot S$
 a więc przy opasaniu krążka cięgnym na półobwodzie, czyli że $\beta = 180^\circ$
 - dla łożyskowania ślizgowego: $\eta_k \approx 0,95$
 - dla łożyskowania tocznego: $\eta_k \approx 0,97$

Zależności do obliczania sprawności wielokrążka linowego



W układach dźwignic, w celu zmniejszenia obciążenia jednego ciężna linowego, szeroko stosuje się zawiesia wielopasmowe. W takich zawiesiach, dzięki ich odpowiedniej konstrukcji, siła wywołana podnoszonym ładunkiem, zostaje rozłożona prawie jednakowo na każde pasmo układu. Rozróżnia się przy tym układy szeregowe (tzw. pojedyncze) i układy równoległe (tzw. zdwojone).

W układach szeregowych, ciężno opasuje określoną liczbę n krążków ruchomych i nieruchomych, tworząc układ zwany wielokrążkiem. Krążkami nieruchomymi lub stałymi nazywa się przy tym takie krążki, których osie nie zmieniają swego położenia względem stałego punktu zaczepienia układu, w przeciwieństwie do przesuwnych osi krążków ruchomych. Układ wielokrążka umożliwia uzyskanie określonego przełożenia prędkości i_{wk} oraz przełożenia sił. Przełożenia te są przy tym zależne wyłącznie od liczby krążków n , zwanych czynnymi krążkami układu wielokrążka.

Układ wielokrążka pojedynczy

dla wielokrążka idealnego $S_0 = \frac{Q_p}{n+1}$ oraz $S_0 \cdot v = Q_p \cdot v_p$ stąd przełożenie prędkości układu wielokrążka: $i_{wk} = n + 1$

dla wielokrążka rzeczywistego: $\eta_{wk} = \frac{Q_p \cdot v_p}{S_{n+1} \cdot v} = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{Q_p}{S_{n+1}}$ gdzie $S_1 = S_2 \cdot \eta; S_2 = S_3 \cdot \eta; \dots; S_n = S_{n+1} \cdot \eta$
 S_{n+1} - rzeczywista siła w ciężnie zbiegającym

$Q_p = \sum S_i = S_{n+1} (\eta^n + \dots + \eta^2 + \eta + 1)$

przy podnoszeniu podobnie postępując dla przypadku opuszczania, otrzymuje się

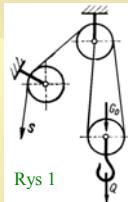
$$\eta_{wk} = \frac{1 - \eta^{n+1}}{(n+1) \cdot (1 - \eta_k)} = \frac{1 - \eta^{i_{wk}}}{i_{wk} \cdot (1 - \eta_k)} \quad \eta_{wkh} = \frac{i_{wk} \cdot (1 - \eta) \cdot \eta^n}{1 - \eta^{i_{wk}}} = \frac{\eta^n}{\eta_{wk}} \quad \text{dla } n+1 \leq 6$$

$\eta_{wkh} \approx \eta_{wk}$

Zależności do obliczania sprawności - układy cięgnose linowe

Układ cięgowy mechanizmu podnoszenia żurawia, w którym zastosowano wielokrążek zwykły oraz dwa krążki kierujące (rys 1):

$$\eta_c = \eta_{wk} \cdot \eta^2 = \frac{1 + \eta}{2} \cdot \eta^2$$

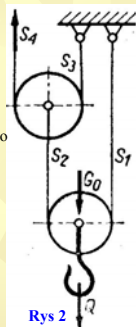


gdyż: $i_{wk} = 2$

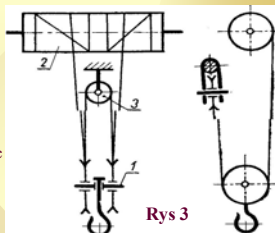
Układ cięgowy podnoszenia z wielokrążkiem potęgowym (rys 2):

Ponieważ, wielokrążek potęgowy zbudowany jest z n wielokrążków zwykłych o przełożeniu $i_{wk} = 2$, to przy liczbie n takich n takich podukładów, pracujących szeregowo otrzymujemy:

$$\eta_{wk} = \left(\frac{1 + \eta}{2}\right)^n$$



Układ cięgowy zdwojony do mechanizmu podnoszenia suwnicy z wciągarką bębnową (rys 3) gdzie: 1) - zblozce dwukrążkowe, 2) - bęben linowy, 3) - krążek wyrównawczy



Układy linowe zdwojone w mechanizmach podnoszenia suwnicy są tzw. układami równoległymi o identycznym rozwiązaniu konstrukcyjnym, stąd sprawność jest wyznaczana dla dowolnej gałęzi tego układu i stanowi równocześnie sprawność całego układu (sprawność zależy od przełożenia wielokrążka)

Obliczeniowe siły w linach układu linowego – wstępne określenie średnicy liny

Siły obliczeniowe w linach układu linowego należy wyznaczać z uwzględnieniem:

- maksymalnego obciążenia pochodzącego od siły udźwigu i/lub sił ciężkości członów dźwigni przemieszczanych przez układ linowy, a także od siły ciężkości liny w przypadku lin o długości > 30m,
- oporów ruchu spowodowanych tarciem (np. oporów tarcia w prowadnicach, opory jazdy, opory w przegubach), dopuszcza się wyznaczanie tych oporów przy przyjęciu jednostkowego oporu ruchu ($w=0,1$ w przypadku tarcia ślizgowego, $w=0,016$ – w przypadku rolek i kół łożyskowanych ślizgowo, $w=0,008$ – w przypadku rolek i kół łożyskowanych tocznie)
- innych sił oporu ruchu (np. opory przewijania lin wciągarki w układach wodzenia)
- sprawności układu ciągnowego obliczonej przy uwzględnieniu sprawności cząstkowej krążków i bębnow
- Siły wiatru stanu nieroboczego (dla przejezdnych i wychyłnych części dźwigni).

Obliczeniowa siła w linach w układach statycznie niewyznaczalnych

Gdy podział obciążenia na poszczególne liny nie może być ściśle określony ze względu na [podwieszenie ładunku lub położenie środka ciężkości jego masy (np. w układach ciągnowych wciągarek trawersowych), to obliczeniową siłę w linie należy wyznaczać przyjmując: a) 70% siły ciężkości ładunku nominalnego na jedną linę gdy współpracują 2 liny, b) 50% siły ciężkości ładunku na jedną linę gdy współpracują 3 lub 4 liny.

Obliczeniowe siły w linach wciągarek chwytakowych bliźniaczych, w linach przeciwwagi ruchomej, w linach odciążowych wyznacza się na podstawie wytycznych PN.

Współczynnik wyboru średnicy liny wyznacza się z zależności:

gdzie: C – współczynnik wyboru średnicy liny, mm/\sqrt{N}
 X – minimalny współczynnik bezpieczeństwa liny
 R – nominalna wytrzymałość drutu na rozciąganie, MPa
 K – współczynnik zależny od konstrukcji liny

$$C = \sqrt{\frac{X}{K \cdot R_{\delta}}}$$

Obliczeniowa średnica liny d_0

$$d_0 = C \cdot \sqrt{S}$$

S – obliczeniowa siła w linie, N

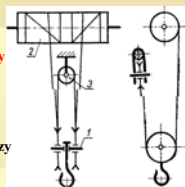
$$K = \frac{\pi}{4} \cdot f \cdot k$$

k – współczynnik zmniejszający (tzw. sprawność liny)
 f – współczynnik wypełnienia – stosunek powierzchni metalicznego przekroju drutów w linie do powierzchni koła opisanego na przekroju liny

Przykład doboru liny – mechanizm podnoszenia suwnicy

Schemat kinematyczny układu podnoszenia

gdzie:
 1) złoce hakowe,
 2) bęben linowy,
 3) krążek wyrównawczy



Dane wyjściowe (schemat - rys 1):

- układ zdwojony 4-pasmowy; (przełożenie $i_{wk} = 2$)
- sposób łożyskowania - na łożyskach tocznych $\eta_k = 0,97$
- udźwig nominalny $Q = 12,0 t$
- złoce hakowe o masie $m_z = 200 kg$
- grupa natężenia pracy mechanizmu podnoszenia M5
- wymagany współczynnik bezpieczeństwa $X = 4,5$
- lina typu W-S 6 x 31 + A0 z drutów o nominalnej wytrzymałości $R_B = 1760 MPa$; i współczynnika wypełnienia $f=0,54$ oraz sprawności liny $k = 0,82$
- maksymalna prędkość podnoszenia $v_p = 8 m/min$
- współczynnik dynamiczny podnoszenia $d = 0,13$ (wg. PN-86/M-06514 – wartość współczynnika d jest funkcją zależną od prędkości podnoszenia)

- obliczeniowa siła w linie od udźwigu:

$$F_Q = g \cdot (Q + m_z) \cdot (1 + d)$$

$$F_Q = 9,81 \cdot (12000 + 200) \cdot (1 + 0,13) = 135240,66 [N]$$

- sprawność wielokrążka:

$$\eta_{wk} = \frac{1 - \eta_{sk}}{i_{wk} \cdot (1 - \eta_k)} = \frac{1 - 0,97^2}{2 \cdot (1 - 0,97)} = 0,985$$

- charakterystyczna siła obliczeniowa: $S_i = \frac{F_Q}{2 \cdot i_{wk} \cdot \eta_{wk}} = \frac{135240,66}{2 \cdot 2 \cdot 0,985} = 34325,04 [N]$

- wstępna ocena średnicy liny

a) współczynnik zależny od konstrukcji liny K : $K = 0,25 \cdot \pi \cdot f \cdot k = 0,25 \cdot \pi \cdot 0,54 \cdot 0,82 = 0,348$

b) współczynnik wyboru średnicy liny C : $C = \sqrt{\frac{X}{K \cdot R_B}} = \sqrt{\frac{5,6}{0,348 \cdot 1760}} = 0,0956 [mm/\sqrt{N}]$

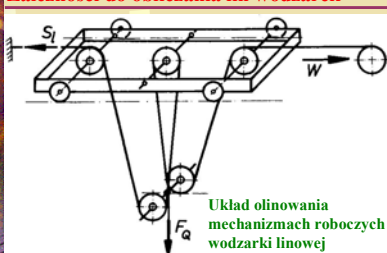
c) obliczeniowa średnica liny d_0 : $d_0 = C \cdot \sqrt{S_i} = 0,0956 \cdot \sqrt{34325,04} = 17,71 [mm]$

- dobór liny katalogowej – przyjęto linę $d=18mm$, nominalna obliczeniowa siła zrywająca linę $P=225,4 [kN]$

- nominalna siła zrywająca linę w całości: $P_0 = k \cdot P = 0,82 \cdot 225400 = 184828 [N]$

- sprawdzenie warunku wytrzymałości $X = \frac{P_0}{S_i} = \frac{184828}{34325,04} = 5,38 > 4,5$ [wg. PN dla GNP = M5]

Zależności do obliczania lin wodzarek



Siłę w linie pociągowej spowodowanej przewijaniem cięgien oblicza się wg wzoru:

$$W = \frac{F_Q}{i} \cdot \frac{1 - \eta^i}{\eta \cdot \eta_{wk}}$$

Siłę w linie podnoszenia oblicza się wg wzoru:

$$S_i = \frac{F_Q}{i} \cdot \frac{1}{\eta \cdot \eta_{wk}}$$

gdzie: i – przełożenie wielokrążka układu podnoszenia

η – sprawność pojedynczego krążka

η_{wk} – sprawność wielokrążka podnoszenia

F_Q – siła udźwigu, N

Literatura - normy

- [1] K. Pawlicki – Elementy dźwignic, PWN, Warszawa
- [2] A. Piątkowski, R. Sobolski – Dźwignice WNT Warszawa
- [3] Warunki dozoru technicznego: DT-UT-7/95; DT-DE-90/WO
- [4] PN-ISO 8886; PN-EN-1300; PN-91/M-06503; PN-92-M-96520; PN-86/M06514
 PN-92/M-80264; PN-90/M-80255; PN-ISO 2232; PN-ISO 2701; PN-ISO/H-04314;
 PN-ISO 4345; PN-ISO 4346; PN-ISO 2408; PN-ISO 3178; PN-ISO 3108;
- [5] <http://www.drumet.com.pl/>; <http://www.udt.gov.pl/>

Materiał przeznaczony dla studentów PK WM kierunku Transport specjalność Systemy i Urządzenia Transportu Bliskiego – opr. W.Cichocki