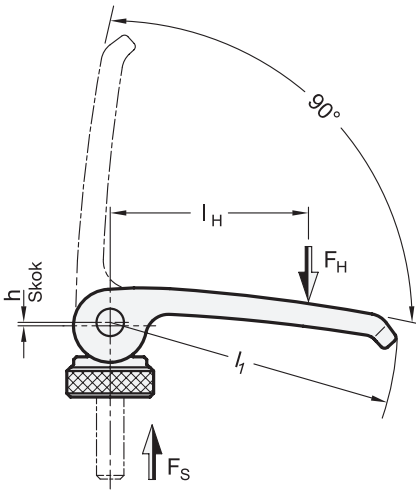


Siły docisku i siły ręczne w dźwigniach zaciskowych z krzywką mimośrodową

Szczegóły dotyczące sił, sposób obliczania

Informacje



Zasada działania mimośrodów oferuje dwie korzyści: dużą siłę zacisku F_S oraz samoblokujący się mechanizm po przekroczeniu martwego punktu.

Wszystkie teoretyczne próby opisu stosunku między siłą ręczną a siłą docisku opierają się ostatecznie tylko na założeniach dotyczących niektórych parametrów. Na warunki panujące w rzeczywistości ma wpływ wiele różnych czynników.

Wartości podane w poniższych tabelach są zatem oparte na praktycznych specyfikacjach i ustaleniach oraz na serii testów, które wykazały, jakie siły docisku można uzyskać, stosując określone siły ręczne.

Maksymalna dopuszczalna siła naprężenia dla każdego rozmiaru gwintu nie zostanie przekroczona podczas obsługi dźwigni.

Siły docisku i siły ręczne

l1 Rozmiar dźwigni	≈ FH Siła ręczna w N	≈ LH Dźwignia, siła ręczna	≈ FS Udźwąg śruby / Siła zacisku w N		
			GN 927 / GN 927.4	GN 927.3 / GN 927.5	GN 927.2 / GN 927.7
40	75	33	1250	1750	1450
63	125	47	2250	3100	2600
82	200	62	3700	5000	4300
101	350	76	6100	8000	7000

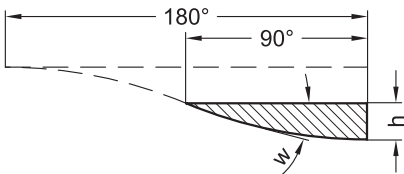
Wyliczenie

Aby uwzględnić powyższą teoretyczną i arytmetyczną alternatywę wyznaczania sił docisku i siły ręcznej, poniżej zostanie przedstawione potencjalne rozwiązanie, które ostatecznie potwierdzi również wiarygodność wartości podanych w tabeli na przykładzie obliczeniowym.

Podczas teoretycznego określania siły mocowania F_S wynikającej z siły ręcznej należy zwrócić szczególną uwagę na dwie kwestie:

Po pierwsze, istnieją warunki geometryczne występujące na mimośrodku, które wymagają arytmetycznie złożonego podejścia, jeśli chce się uwzględnić dokładne warunki. Po drugie, tarcie występujące w kilku punktach będzie miało duży wpływ na osiągalną siłę mocowania.

Analiza krzywki, pierwsze założenie



Analiza toru ruchu elementu poruszającego się po powierzchni krzywki pozwala zauważyć, że tworzy on krzywą sinusoidalną.

W rezultacie kąt nachylenia ulega zmianie stale w zakresie obrotu, powodując zmianę stopnia samohamowności i przenoszenia siły.

Arytmetyczny opis tego podejścia jest jednak bardzo złożony.

Siły docisku i siły ręczne w dźwigniach zaciskowych z krzywką mimośrodową

Szczegóły dotyczące sił, sposób obliczania

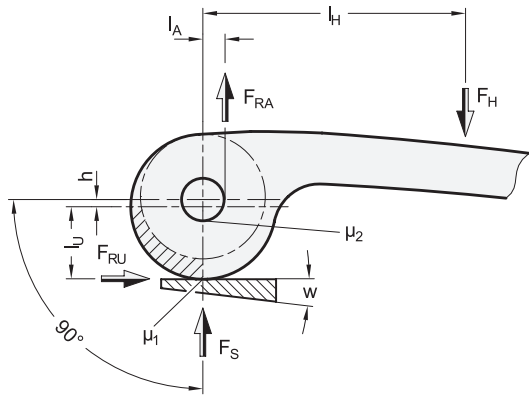
Zastępczy model obliczeniowy

W uproszczeniu i przy założeniu stałego nachylenia, istniejącą krzywą sinusoidalną można traktować jako klin, co pozwoli uzyskać wystarczająco dokładny i przybliżony zastępczy model obliczeniowy, który jest łatwiejszy do opisania.

Dla osi obrotu i obwodu mimośrodów przyjmuje się współczynnik tarcia, który w rzeczywistości jest silnie uzależnione od czynników zewnętrznych i dlatego może się odpowiednio różnić.

Analiza krzywki, założenie drugie

Obrót dźwigni o 90° pokrywa skok h.



F_S	Udźwieg śruby / Siła zacisku (powstała)
F_H	Siła ręczna
l_H	Ramię dźwigni siły ręcznej
F_{RU}	Siła tarcia na obwodzie
l_U	Ramię dźwigni na obwodzie
F_{RA}	Siła tarcia na osi
l_A	Ramię dźwigni na osi
w	Zastępczy kąt nachylenia klina
h	Skok przy obrocie dźwigni o 90°
μ₁	Współczynnik tarcia na obwodzie.
μ₂	Współczynnik tarcia na osi

Równania i obliczenia modelowe

Siła zacisku	Współczynnik tarcia (kąt klina, ¼ okręgu)
$F_S = F_H \times l_H / ((l_U \times (\mu_w + \mu_1)) + (l_A \times \mu_2))$	$\mu_w = h \times 4 / \pi \times 2 \times l_U$

Przykład
Dźwignia mimośrodowa zaciskowa GN 927.7-101-M8-B Przy sile nacisku $F_H = 350$ N, współczynniku tarcia $\mu_1 = 0,2$ and $\mu_2 = 0,1$ oraz ramieniu działania siły $l_A = 5$ mm i $l_U = 11,5$ mm $F_S = 350 \text{ N} \times 76 \text{ mm} / ((11,5 \text{ mm} \times (0,083 + 0,2)) + (5 \text{ mm} \times 0,1)) = 7000 \text{ N}$ Dla potencjalnych par ciernych można zastosować następujące współczynniki tarcia μ :
Tworzywo / Tworzywo $\approx 0,25$ Stal / Stal (lubricated) $\approx 0,1$ Stal / Stal $\approx 0,2$
Tworzywo / Stal $\approx 0,15$ Stal nierdzewna / Stal nierdzewna (smarowana) $\approx 0,1$ Stal nierdzewna / Stal nierdzewna $\approx 0,2$

Instrukcja bezpieczeństwa

Przy projektowaniu zastosowań dźwigni zaciskowych z krzywką mimośrodową należy zawsze uwzględnić odpowiedni współczynnik bezpieczeństwa. Zwykłe współczynniki bezpieczeństwa dla obciążeń statycznych 1,2 do 1,5; pulsujących 1,8 do 2,4 i zmiennych 3 do 4. Należy je proporcjonalnie zwiększyć w zastosowaniach o wyższych wymaganiach dotyczących bezpieczeństwa.

Zastrzeżenia:

Podane przez nas informacje i zalecenia są niezobowiązujące i wykluczają wszelką odpowiedzialność, chyba że wyraźnie i na piśmie zobowiązaliśmy się do podania takich informacji i zaleceń. Wszystkie produkty są częściami standardowymi przeznaczonymi do różnych zastosowań i jako takie zostały poddane szeroko zakrojonym testom standardowym; użytkownicy powinni określić we własnych seriach testowych, za które nie ponosimy odpowiedzialności, czy dany produkt będzie odpowiedni do pewnych specjalnych zastosowań i wykorzystania.