

3. Klasyfikacja standardowych mechanizmów śrubowo-toczących

3.1 Standardowe mechanizmy śrubowo-toczące

Standardowe mechanizmy śrubowo-toczące HIWIN nadają się do większości zastosowań. Zależnie od indywidualnych życzeń klienta firma HIWIN dostarcza mechanizmy z dużym skokiem, mechanizmy serii miniaturowej

lub mechanizmy specjalnego typu. Tabela 3.1 przedstawia ofertę mechanizmów śrubowo-toczących HIWIN.

3.2 Budowa nakrętek

3.2.1 Mechanizmy przekierowywania kulek

Mechanizmy śrubowo-toczące HIWIN są dostępne z różnymi mechanizmami przekierowania. Jeden z nich - tak zwany zewnętrzny mechanizm przekierowania - składa się ze śruby z gwintem kolistym, nakrętki z gwintem kolistym, kulek stalowych, nawrotu kulek i płyty mocującej. Kulki są zlokalizowane między śrubą a nakrętką z gwintem kolistym. Na końcu nakrętki są one odprowadzane z bieżni tocznej na początek; w efekcie obieg kulek jest zamknięty. Mechanizm przekierowania znajduje się na zewnątrz obu-

dowy nakrętki i dlatego określa się go mianem mechanizmu zewnętrznego (patrz rysunek 3.1). Wewnętrzny mechanizm przekierowania składa się ze śruby z gwintem kolistym, nakrętki z gwintem kolistym, kulek stalowych oraz elementu przekierowania kulek. Kulki biegną tylko wokół śruby. Za zamknięcie obiegu odpowiada element zwrotny w nakrętce, który umożliwia powrót kulek na początek przez grzbiet śruby. Wewnętrzny mechanizm przekierowania zawdzięcza swoją nazwę lokalizacji obiegu kulek w nakrętce.

Trzeci typ systemu przekierowania posiada ostony krańcowe (rys. 3.3). Zasada działania odpowiada funkcjonowaniu mechanizmu zewnętrznego, jednak odprowadzanie kulek odbywa się za pomocą kanału w nakrętce. Kulki wykonują pełny bieg w nakrętce. Mechanizm z ostonkami krańcowymi lub „pełne przekierowanie wewnętrzne” zapewniają wysoką nośność przy niewielkich długościach bieżni i nieznacznych średnicach nakrętek.

Rys. 3.1: Nakrętka z zewnętrznym mechanizmem przekierowania kulek



Rys. 3.2: Nakrętka z wewnętrznym mechanizmem przekierowania kulek



Rys. 3.3: Nakrętka z zewnętrznym mechanizmem przekierowania kulek z ostonkami krańcowymi



Tabela 3.1: Standardowe mechanizmy śrubowo-toczące HIWIN i skok gwintu,

Typ	Seria miniaturowa					Seria regularna								Duży skok gwintu					Bardzo duży skok gwintu						
Skok gwintu/Ø	1	1,5	2	2,5	3	3,175	4	4,23	5	5,08	6	6,35	8	10	12	12,7	16	20	24	25	25,4	32	40	50	
6	G	G	G																						
8	G	G	GR	GR	R								G												
10	G	G	GR	GR	R		GR		R					G											
12		G	GR	GR	R		GR		GR	R				G	R										
14				R	R		R		R																
15									R					GR				GR							
16			GR	GR			GR		GRW	GR			G	GR			GR					G			
20			G	GR			GR		GRW	GR	GRW		R	GR			G	GR					G		
22									G	G															
25				G			GR		GRW	GR	GW	G	GRW	GRW		G	G	G		GR				G	
28								G	GR	G	GR	G		G								R			
32						G	GR		GRW	GR	GRW	G	GRW	GRW	G	G		GRW		G	G	G			
36									GR	R	GR		GR	GR	GR			R							
40				G	G		G		GRW	GR	GRW	G	GRW	GRW	GRW	G	G	GRW		G			G	G	
45									G	G				GR	GR			R							
50									GRW	G	GR	G	GW	GRW	GRW	G	R	GRW		G			GR	GR	
55														GR	G	G									
63												G	GW	GRW	GW	G	GR	GRW			G		GR	G	
70														G	G				G						
80														GW	G	G	G	GW							
100															G		G	G							

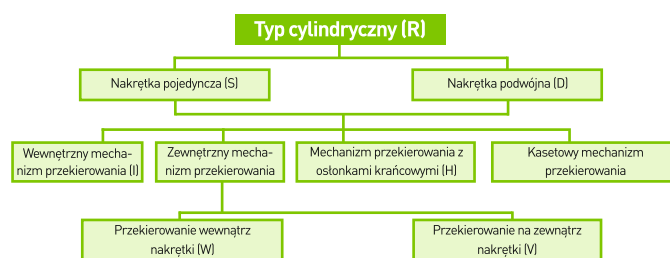
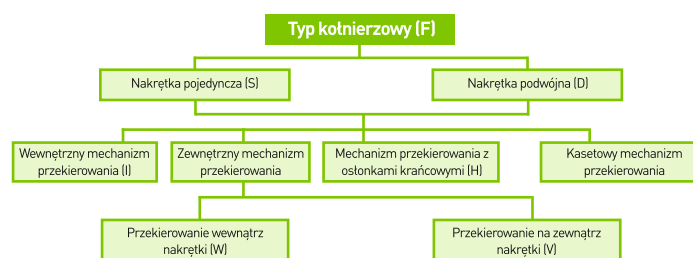
Jednostka: mm

G: mechanizmy śrubowo-toczące szlifowane precyzyjnie, gwint prawo- lub lewoskrętny
W: mechanizmy śrubowo-toczące tuszczowane, częściowo także z gwintem lewoskrętnym
R: rolowane mechanizmy śrubowo-toczące, częściowo także z gwintem lewoskrętnym

Mechanizmy śrubowo-toczne

Klasyfikacja standardowych mechanizmów śrubowo-tocznych

3.2.2 Typy nakrętek z gwintem kolistym



» Inne typy mechanizmów śrubowo-tocznych zgodnie z indywidualnymi życzeniami klienta

Przykłady:

RDI = typ cylindryczny, nakrętka podwójna z wewnętrznym mechanizmem przekierowania kulek

FSW = typ kołnierzowy, nakrętka pojedyncza z zewnętrznym mechanizmem przekierowania kulek wewnątrz średnicy nakrętki

DFS = dwa mechanizmy przekierowania kulek, typ kołnierzowy, nakrętka pojedyncza z zewnętrznym mechanizmem przekierowania kulek na zewnątrz nakrętki

3.2.3 Ilość obiegów kulek

Ilość obiegów kulek w nakrętkach z gwintem kolistym jest oznaczona w poniższy sposób:

Zewnętrzny mechanizm przekierowania kulek:

- A: 1,5 obrotu na jeden obieg kulek
- B: 2,5 obrotu na jeden obieg kulek
- C: 3,5 obrotu na jeden obieg kulek
- D: 4,5 obrotu na jeden obieg kulek
- E: 5,5 obrotu na jeden obieg kulek

Dla wewnętrznego mechanizmu przekierowania kulek:

- T: 1 obrót na jeden obieg kulek

Dla mechanizmu przekierowania kulek z ostionkami krańcowymi:

- U: 2,8 obrotu na jeden obieg kulek
- S: 1,8 obrotu na jeden obieg kulek
- V: 0,7 obrotu na jeden obieg kulek

Dla mechanizmu przekierowania kulek z ostionkami krańcowymi:

- K: 1 obrót na jeden obieg kulek

Przykład:

B2 = dwa zewnętrzne mechanizmy przekierowania, każdy z 2,5 obrotu

T3 = trzy wewnętrzne mechanizmy przekierowania, każdy z maksymalnie jednym obrotem

S4 = cztery wewnętrzne mechanizmy przekierowania, każdy z 1,8 obrotu

HIWIN zaleca poniższe parametry obiegów: dla zewnętrznego mechanizmu przekierowania dwa obiegi z 2,5 lub 3,5 obrotu (= B2 lub C2) i dla wewnętrznego mechanizmu przekierowania - trzy, cztery lub sześć obiegów.

Rysunki 3.4, 3.5 i 3.6 pokazują odpowiednie systemy przekierowania kulek.

Rys. 3.4: Obieg kulek przy zewnętrznym mechanizmie przekierowania kulek



Rys. 3.5: Obieg kulek przy wewnętrznym mechanizmie przekierowania kulek



Rys. 3.6: Obieg kulek przy kasetowym mechanizmie przekierowania kulek



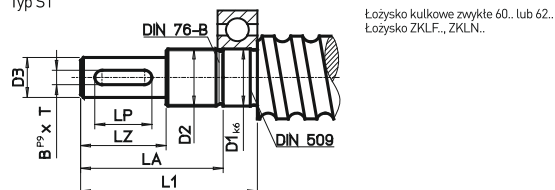
3.3 Zakończenia śrub i konfiguracja łożyskowania

Rodzaje montażu

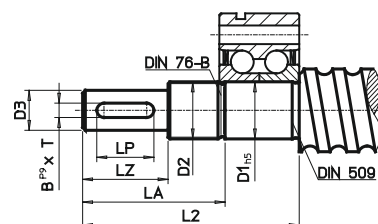
Sposób montażu i łożyskowanie mechanizmów śrubowo-tocznych wpływają w decydujący sposób na sztywność, krytyczną liczbę obrotów i obciążenie krytyczne wybożenia. Należy to zawsze uwzględnić przy wyborze sposobu montażu.

Standardowe zakończenia śrub

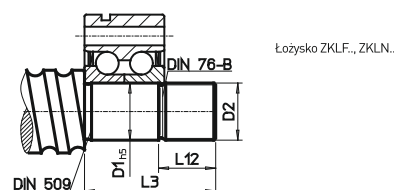
Typ S1



Typ S2

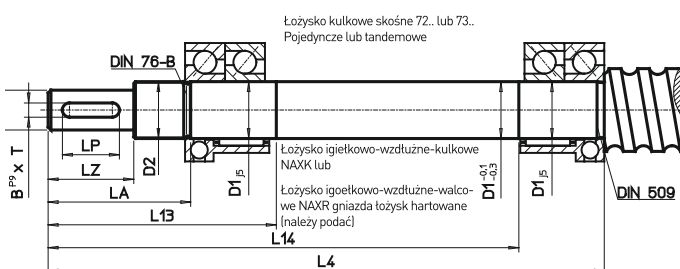


Typ S3



»Określenie końca śruby typ S3 za pomocą średnicy gniazda D1=10: S3-10

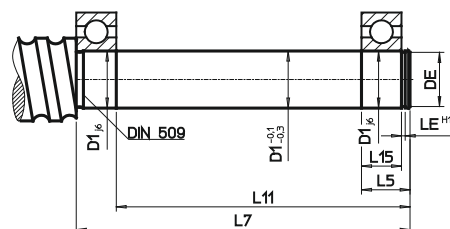
Typ S4



Typ S5



Typ S7



Zakończenia śrub wykonujemy również według rysunków i indywidualnych życzeń klienta.

Zakończenia śrub typ	KGT Ø znam.	D1	D2	D3	L1	L2	L3	L4	L5	L7	L11	L12	L13	L14	L15	DE	LE	LA	LP	LZ	Szer.x gł.
S_-06	12	6	M6x0,5	5 j6	31	37	-	-	8	-	-	-	-	-	6	5,7 h10	0,8	26	-	16	-
S_-10	16	10	M10x0,75	8 j6	39	50	30	120	12	62	53	12	55	97	9	9,6 h10	1,1	32	14	20	2x1,2
S_-12	20	12	M12x1	10 j6	43	58	35	128	13	73	63	12	59	104	10	11,5 h11	1,1	35	16	23	3x1,8
S_-17	25	17	M17x1	14 j6	60	73	43	180	15	100	88	20	78	152	12	16,2 h11	1,1	50	20	30	5x3
S_-20	[25],32	20	M20x1	14 j6	62	76	46	195	17	117	103	20	80	165	14	19 h12	1,3	50	20	30	5x3
S_-25	[32],40	25	M25x1,5	20 j6	83	96	46	230	19	144	129	20	104	196	15	23,9 h12	1,3	71	36	50	6x3,5
S_-30	40	30	M30x1,5	25 j6	95	108	48	270	20	170	154	22	120	232	16	28,6 h12	1,6	82	45	60	8x4
S_-40	50	40	M40x1,5	32 k6	119	135	55	355	22	202	184	24	150	309	18	37,5 h12	1,85	104	56	80	10x5
S_-50	63	50	M50x1,5	40 k6	142	155	55	450	25	245	225	24	178	396	20	47 h12	2,15	124	70	100	12x5
S_-60	80	60	M60x2	50 k6	155	177	67	550	28	310	288	25	202	484	22	57 h12	2,15	135	70	110	14x5

Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

4. Właściwości konstrukcyjne i dobór mechanizmów śrubowo-toczących HIWIN

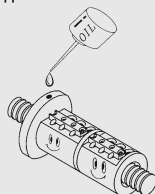
4.1 Ogólne wskazówki na temat doboru i montażu

1. Mechanizmy śrubowo-toczące należy starannie czyścić benzyną ekstrakcyjną i olejem w celu ochrony przed korozją. Trójchloroetylen jest odpowiednim środkiem odtłuszczającym służącym do ochrony bieżni tocznej przed zabrudzeniem i uszkodzeniem; parafina jest w tym względzie nieodpowiednia. Bezwzględnie unikać uszkodzenia bieżni tocznej przez ostre przedmioty. Nie dopuszczać także do osadzenia na bieżni opiłków metalu (rys. 4.1).
2. Dobierać mechanizm śrubowo-toczny dla żadanego zakresu zastosowania (patrz tabela 4.5). Podczas montażu zwracać uwagę na odpowiednie wymagania. W precyzyjnie szlifowanych mechanizmach śrubowo-toczących dla maszyn CNC zapewnić dokładne ustawienie i odpowiedni sposób montażu; w zastosowaniach nie wymagających dużej precyzji zaleca się stosowanie mechanizmów rolkowanych, które nie wymagają tak starannego doboru typu montażu i użytkowania.
3. W celu zapewnienia maksymalnego okresu użytkowania należy stosować olej/smar o odpowiednich właściwościach. Nie stosować dodatków uszlachetniających zawierających grafit lub MoS₂ (patrz str. 35).
4. Dopuszcza się kąpiele w mgle olejowej lub smarowanie kroplowe, zaleca się także bezpośrednie smarowanie nakrętki z gwintem kolistym (patrz rys. 4.2).

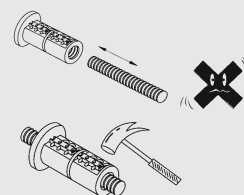
Rys. 4.1: Dokładne czyszczenie i zabezpieczenie



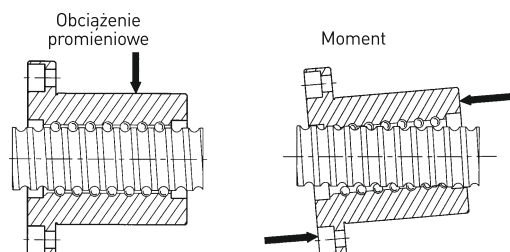
Rys. 4.2: Smarowanie nakrętki z gwintem kolistym



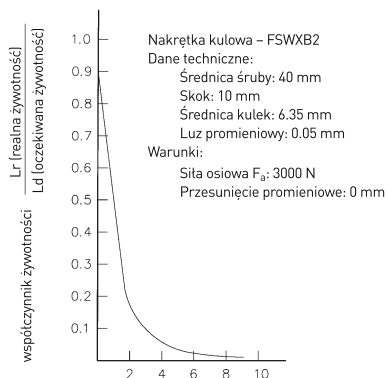
Rys. 4.3: Staranna obróbka nakrętki z gwintem kolistym



Rys. 4.2a: Nierównomierne rozdzielanie obciążenia spowodowane przez niewłaściwe ustawienie łożyska oporowego i nakrętki z gwintem kolistym, nieodpowiedni dobór płyty montażowej, niewłaściwy kąt lub błąd ustawienia kołnierza nakrętki

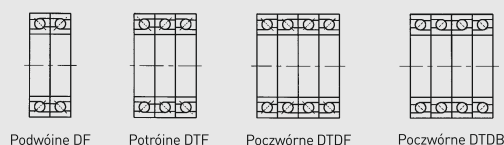


Rys. 4.2b: Wpływ nieodpowiedniego ustawienia na trwałość obciążenia promieniowego



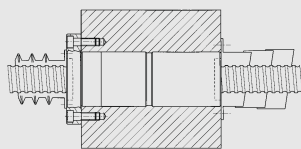
- Wybrać typ łożyska odpowiedni dla śruby z gwintem kolistym.
Do maszyn CNC zaleca się łożyska kulkowe skośne (kąt = 60°) z uwagi na wyższy poziom obciążenia osiowego i możliwość montażu bez luzu lub z naprężeniem wstępnym.

Rys. 4.4: Różne typy łożysk



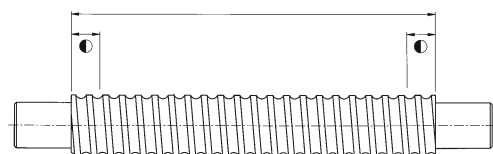
- Przy silnych obciążeniach związanych z pyłem i opiłkami metalu mechanizmy śrubowo-toczące należy zaopatrzyć w osłonę śruby w postaci osłony teleskopowej lub mieszkowej (rys. 4.6).

Rys. 4.6: Osłona śruby w postaci mieszkowej lub teleskopowej



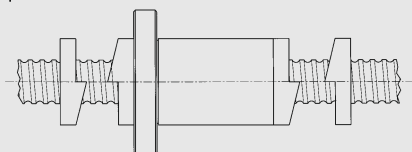
- Podczas hartowania powierzchni śrub na obu zakończeniach sąsiadujących z łożyskami pozostawia się 2 do 3 zwojów gwintu bez hartowania w celu umożliwienia modyfikacji przytęczy. Na rysunkach HIWIN obszary te są oznaczone symbolem (patrz rys. 4.8). Jeśli strefy te wymagają specjalnego traktowania, prosimy o skonsultowanie się z firmą HIWIN.

Rys. 4.8: Obszar hartowania powierzchni śruby z gwintem kolistym



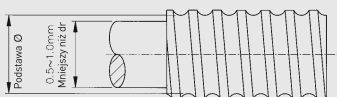
- Należy zastosować odpowiednie środki, aby na nakrętkę z gwintem kolistym nie wpłynęło przekroczenie drogi użytkowej (patrz rys. 4.5). Uderzenie w ogranicznik wzdłużny może prowadzić do uszkodzeń.

Rys. 4.5: Ogranicznik mechaniczny zapobiegający przekroczeniu drogi przemieszczenia.



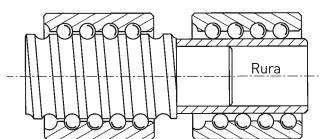
- Jeśli stosuje się wewnętrzny mechanizm przekierowania lub mechanizm z osłonami krańcowymi, gwint kolisty należy oszlifować aż do końca śruby. Średnica graniczącego czopa łożyskowego musi być ok. 0,5–1,0 mm mniejsza od średnicy rdzenia bieżni tocznych (patrz rys. 4.7).

Rys. 4.7: Specjalne wymagania dotyczące czopów łożyskowych w wewnętrznych systemach przekierowania



- Zbyt duże naprężenie wstępne prowadzi do zwiększenia momentu tarcia, co z kolei powoduje wzrost temperatury i skrócenie okresu użytkowania. Z drugiej strony zbyt małe naprężenie zmniejsza sztywność i zwiększa niebezpieczeństwo wystąpienia luzu. HIWIN zaleca stosowanie w maszynach CNC maksymalnego naprężenia wstępnego o wartości 8 % nośności dynamicznej C.

Rys. 4.9: Sposób postępowania przy rozdzielaniu nakrętki i śruby z gwintem kolistym

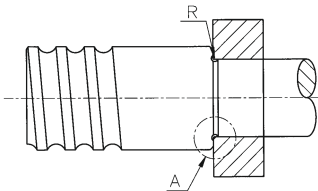


Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

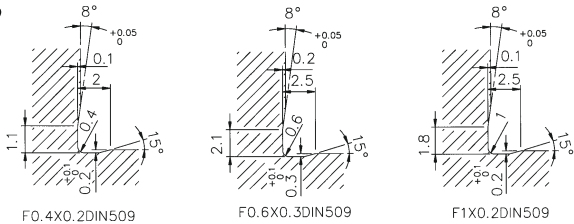
11. Jeśli konieczne będzie oddzielenie nakrętki z gwintem kolistym od śruby, zastosować tuleję ze średnicą zewnętrzną mniejszą o ok. 0,2 do 0,4 mm od średnicy rdzenia bieżni tocznych. Montaż/demontaż nakrętki i śruby odbywa się przy użyciu końcówki śruby (patrz rys. 4.9).

Rys. 4.10: Podcięcie do ustawiania łożysk końcowych



12. Łożysko oporowe wymaga podcięcia w celu dokładnego osadzenia i ustawienia (patrz rys. 4.10). HIWIN zaleca wykonanie standardowego podcięcia zgodnie z normą DIN 509 (rys. 4.11). Jeśli stosuje się mechanizmy rolowane lub tuszczowane, gwint kolisty styka się z powierzchnią stykową łożyska. W niekorzystnych przypadkach powierzchnia stykowa łożyska ulega zmniejszeniu i nie jest już zamknięta pierścieniowo. W efekcie nie odbywa się właściwy ruch obrotowy łożyska. Aby zapobiec tego typu sytuacjom, należy zastosować łożysko o mniejszej średnicy wewnętrznej lub odpowiednio wykonaną śrubę z gwintem tuszczowanym/szlifowanym z niewystającym gwintem. Do zastosowań drugorzędnych można także stosować wprasowanie pierścienia oporowego.

Rys. 4.11: Zalecany wymiar podcięcia „A” na rys. 4.10 zgodnie z normą DIN 509



4.2 Dobór mechanizmów śrubowo-tocznych

Tabela 4.1 przedstawia sposób doboru mechanizmów śrubowo-tocznych. Wymogi w zakresie zastosowania (A) pozwalają na określenie parametrów niezbędnych dla mechanizmu śrubowo-tocznego (B). W

efekcie dzięki wskazówkom (C) możliwe jest dobranie krok po kroku mechanizmu odpowiedniego dla danego zakresu zastosowania.

Tabela 4.1: Dobór mechanizmów śrubowo-tocznych

Krok	Zastosowanie (A)	Parametry mechanizmu śrubowo-tocznego (B)	Referencje / patrz także (C)
1	Dokładność ustawienia	Dokładność skoku gwintu	Tabela 5.2
2	1 Maks. prędkość obrotowa silnika prądu stałego ($N_{maks.}$) 2 Prędkość biegu szybkiego ($V_{maks.}$)	Skok mechanizmu śrubowego	$l = \dots$
3	Ciąłkowita długość drogi przemieszczenia	Ciąłkowita długość gwintu	Długość całkowita = długość gwintu + długość czopa łożyskowego Długość gwintu = droga przemieszczenia + długość nakrętki + 100 mm (droga niewykorzystana)
4	1 Wymagania w zakresie obciążenia [%] 2 Wymagania w zakresie prędkości obrotowej (zalecenie: $\leq 1/5 C$)	Średnie obciążenie osiowe Średnia prędkość obrotowa	M7 ~ M10 (wzory obliczeniowe: od strony 19)
5	Średnia siła osiowa	Napężenie wstępne	M1
6	1 Standardowy okres użytkowania 2 Średnie obciążenie osiowe 3 Średnia prędkość obrotowa	Nośność dynamiczna	M13 ~ M14
7	1 Nośność dynamiczna 2 Skok mechanizmu śrubowo-tocznego 3 Krytyczna prędkość obrotowa 4 Ograniczenie prędkości obrotowej przez wartość $Dm-N$	Średnica śruby i typ nakrętki	M13 ~ M14
8	1 Średnica mechanizmu śrubowo-tocznego 2 Typ nakrętki 3 Napężenie wstępne 4 Nośność dynamiczna	Sztywność	M34 ~ M40
9	1 Temperatura otoczenia 2 Długość mechanizmu śrubowo-tocznego	Odkształcenie termiczne i wartość końcowa skoku kumulatywnego (T)	M41 i 4.6 „Wpływ wzrostu temperatury”
10	1 Sztywność śruby 2 Odkształcenie termiczne	Napężenie wstępne	M45
11	1 Maks. prędkość stołu 2 Maks. czas rozruchu 3 Typ mechanizmu śrubowo-tocznego	Moment napędowy silnika i typ silnika	M19 ~ M28

4.3 Klasa dokładności mechanizmów śrubowo-tocznych HIWIN

Mechanizmy śrubowo-toczne szlifowane precyzyjnie znajdują zastosowanie w obszarach, w których wymagana jest dokładność ustawienia i powtarzalność, spokojny bieg oraz długi okres użytkowania. Natomiast rolowane mechanizmy śrubowo-toczne stosuje się w obszarach, w których wymagana jest mniejsza dokładność, ale zarazem duża sprawność i długi okres użytkowania. Dokładność precyzyjnie rolkowanych lub tłuszczonych mechanizmów śrubowo-tocznych mieści się między mechanizmami rolowanymi a mechanizmami szlifowanymi precyzyjnie.

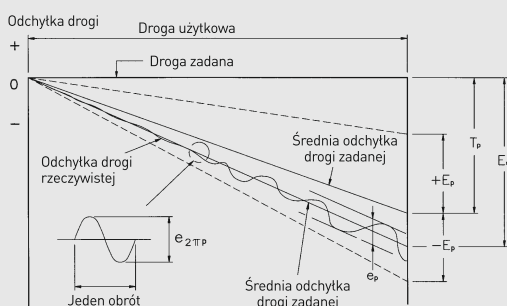
4.3.1 Klasa dokładności

Mechanizmy śrubowo-toczne można stosować w dziedzinach wymagających maksymalnej dokładności, takich jak pomiar precyzyjny i budowa samolotów, aż po stosowanie jako mechanizmy transportowe w przemyśle opakowań. Klasa jakości i dokładności zależy od takich czynników jak: odchyłka skoku gwintu, szorstkość powierzchni, tolerancje, luz osiowy, odchyłka momentu tarcia, generowanie ciepła i poziom hałasu. Mechanizmy śrubowo-toczne HIWIN są podzielone na siedem klas dokładności. Mechanizmy śrubowo-toczne szlifowane precyzyjnie są definiowane za pomocą „wartości e_{300} ” (patrz rys. 4.12), natomiast mechanizmy rolowane podlegają innemu kryterium (patrz rozdz. 7).

4.3.2 Luz osiowy

Jeśli potrzebne są mechanizmy śrubowo-toczne bez luzu osiowego, należy zastosować naprężenie wstępne i ustalić dla celów testowych moment tarcia naprężenia. Tabela 4.4 przedstawia standardowy luz osiowy mechanizmów śrubowo-tocznych HIWIN. Jeśli stosuje się obrabiarki CNC, użycie mechanizmów bez luzu osiowego może spowodować powstanie luzu wskutek nieznacznej sztywności. Skonsultować się z firmą HIWIN w sprawie wymagań co do sztywności i luzu osiowego.

Rys. 4.12: Krzywa pomiarowa HIWIN dla skoku precyzyjnych mechanizmów śrubowo-tocznych



- T_p = różnica między drogąadaną a rzeczywistą Wartość ta jest określana w oparciu o wymogi w zakresie zastosowania u klienta.
- E_p = maksymalna odchyłka drogi rzeczywistej od drogi zadanej na całej drodze
- $e_{2\pi p}$ = odchyłka drogi podczas obrotu
- E_a = faktyczna droga rzeczywista określona w drodze pomiaru laserowego
- e_p = odchyłka drogi rzeczywistej maksymalna odchyłka całej drogi rzeczywistej od faktycznej całkowitej drogi zadanej w odpowiednim obszarze
- e_{300p} = odchyłka drogi rzeczywistej na odcinku 300 mm. Odchyłka drogi rzeczywistej na odcinku 300 mm przy dowolnych pozycjach śruby

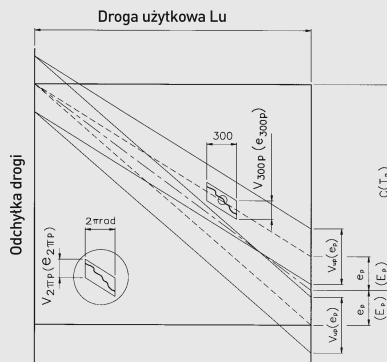
W każdym przypadku możliwe jest zamienne stosowanie mechanizmów szlifowanych precyzyjnie należących do identycznej klasy dokładności. HIWIN produkuje precyzyjnie rolowane i tłuczone mechanizmy śrubowo-toczne do klasy dokładności C6 (patrz rozdział 6). Ponieważ średnica zewnętrzna śrub w mechanizmach rolowanych precyzyjnie nie jest szlifowana, sposób postępowania podczas montażu i uruchamiania jest inny niż w przypadku śrub szlifowanych. Rozdział 7 przedstawia ogólną charakterystykę mechanizmów rolowanych.

Rys. 4-12 przedstawia skok gwintu dla danej klasy dokładności. Rys. 4.13 zawiera identyczną prezentację dla przyrządu pomiarowego zgodnie z normą DIN. Diagram pozwala na określenie w tabeli 4.2 wymaganej tolerancji i klasy dokładności. Rys. 4.14 prezentuje wyniki pomiarów HIWIN zgodnie z normą DIN. Tabela 4.2 przedstawia klasę dokładności mechanizmów szlifowanych precyzyjnie zgodnie z klasyfikacją HIWIN. W tabeli 4.3 są wymienione normy międzynarodowe. Dokładność ustawienia obrabiarek jest określana w oparciu o wartość $\pm E$ na podstawie odchyłki e_{300} . Zalecana klasa dokładności dla maszyn jest podana w tabeli 4.5. Dzięki tabeli można dobrać mechanizm śrubowo-toczny odpowiedni dla danego typu zastosowania.

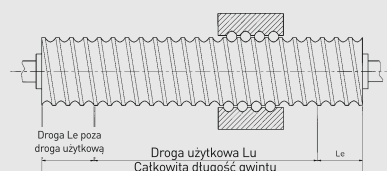
4.3.3 Tolerancje

Wybór odpowiedniego mechanizmu śrubowo-toczego o prawidłowej klasie dokładności wymaga zachowania szczególnej staranności. Tabela 4.6 i rys. 4.15 pozwolą na określenie współczynników tolerancji w zależności od wymaganych klas dokładności.

Rys. 4.13: Krzywa pomiarowa DIN dla skoku mechanizmów śrubowo-tocznych



- $e_{0a} [E_a]$ = średnia odchyłka drogi rzeczywistej na drodze użytkowej Lu.
- $c(T_p)$ = kompensacja drogi na drodze użytkowej Lu.
- $e_p [E_p]$ = graniczna wartość drogi zadanej
- $V_{up} [e_p]$ = dopuszczalna odchyłka drogi na drodze użytkowej Lu
- $V_{300p} [e_{300p}]$ = dopuszczalna odchyłka drogi na odcinku 300 mm
- $V_{2\pi p} [e_{2\pi p}]$ = dopuszczalna odchyłka drogi dla obrotu



Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

Tabela 4.2: Klasy dokładności HIWIN dla precyzyjnych mechanizmów śrubowo-tocznych

Klasa dokładności		1		2		3		4		5		6		7	
e _{2π}		3		4		4		6		8		8		8	
e ₃₀₀		3,5		5		6		8		12		18		23	
Długość gwintu Parametr		±E	e	±E	e	±E	e	±E	e	±E	e	±E	e	±E	e
Powyżej	Poniżej														
-	315	4	3,5	6	5	6	6	12	8	12	12	23	18	23	23
315	400	5	3,5	7	5	7	6	13	10	13	12	25	20	25	25
400	500	6	4	8	5	8	7	15	10	15	13	27	20	27	26
500	630	6	4	9	6	9	7	16	12	16	14	30	23	30	29
630	800	7	5	10	7	10	8	18	13	18	16	35	25	35	31
800	1000	8	6	11	8	11	9	21	15	21	17	40	27	40	35
1000	1250	9	6	13	9	13	10	24	16	24	19	46	30	46	39
1250	1600	11	7	15	10	15	11	29	18	29	22	54	35	54	44
1600	2000			18	11	18	13	35	21	35	25	65	40	65	51
2000	2500			22	13	22	15	41	24	41	29	77	46	77	59
2500	3150			26	15	26	17	50	29	50	34	93	54	93	69
3150	4000			30	18	32	21	60	35	62	41	115	65	115	82
4000	5000							72	41	76	49	140	77	140	99
5000	6300							90	50	100	60	170	93	170	119
6300	8000							110	60	125	75	210	115	210	130
8000	10000											260	140	260	145
10000	12000											320	170	320	180

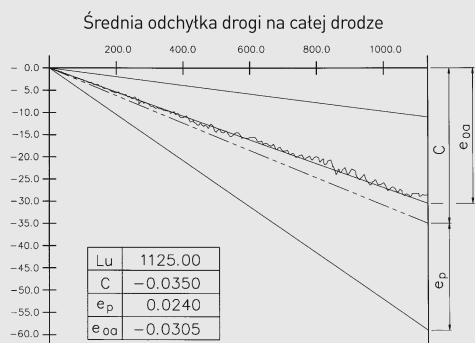
Tabela 4.3: Normy międzynarodowe dotyczące klas dokładności mechanizmów śrubowo-tocznych

Klasa dokładności	0	1	2	3	4	5	6	7	10	
e300	ISO, DIN		6		12		23		52	210
	JIS	3,5	5		8		18		50	210
	HIWIN	3,5	5	6	8	12	18	23	50	210

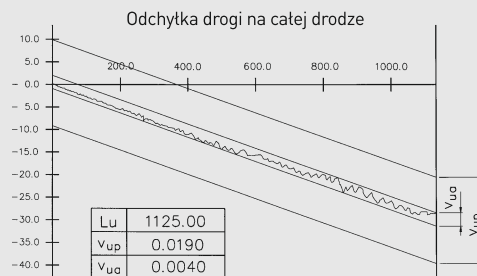
Tabela 4.4:Zależność między klasą dokładności a luzem osiowym

Klasa dokładności	0	1	2	3	4	5	6
Luz osiowy	5	5	5	10	15	20	25

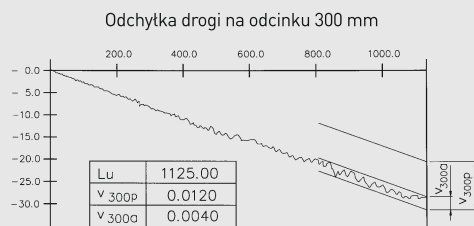
Rys. 4.14 Krzywe klasy dokładności skoku gwintu w oparciu o pomiar laserowy zgodnie z normą DIN 69051



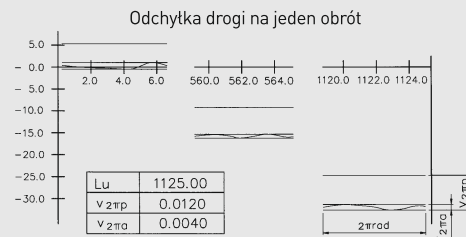
e_{0a} : Średnia odchyłka drogi na drodze użytkowej w odniesieniu do drogi znamionowej (pomiar zgodnie z normą DIN 69051-3-1)



$V_{ua}(e_a)$: Odchyłka drogi na drodze użytkowej (pomiar zgodnie z norma DIN 69051-3-2)

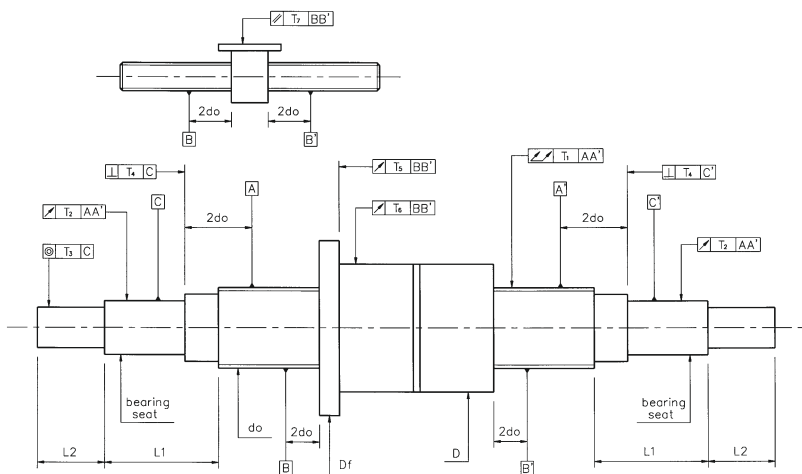


V_{300a} (e_{300a}): odchyłka drogi na odcinku 300 mm w dowolnych pozycjach (pomiar zgodnie z norma DIN 69051-3-3)



$V_{2\pi a}$ ($e_{2\pi a}$): odchyłka drogi podczas obrotu (2π rad) (pomiar zgodnie z normą DIN 69051-3-4)

Rys. 4.15 Tolerancje dla mechanizmów śrubowo-tocznych HIWIN szlifowanych precyzyjnie



Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

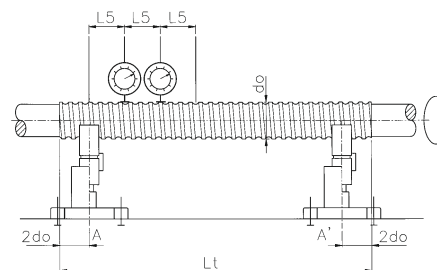
Tabele 4.5: Zalecana klasa dokładności dla różnych zastosowań

Zastosowanie		Oś	Klasa dokładności									
			0	1	2	3	4	5	7	PR1	PR2	PR3
Obrabiarki CNC	Toczenie	X	○	○	○	○	○					
		Z				○	○	○				
	Frezowanie	X		○	○	○	○	○				
		Y		○	○	○	○	○				
	Frezowanie otworów	Z			○	○	○	○				
		X		○	○	○	○					
	Centra obróbkowe	Y		○	○	○	○					
		Z			○	○	○					
	Wiercenie współrzędnościowe	X	○	○								
		Y	○	○								
		Z	○	○								
	Wiercenie	X				○	○	○				
		Y				○	○	○				
		Z					○	○	○			
	Szlifowanie	X	○	○	○							
		Y		○	○	○						
	Obróbka elektroiskrowa	X		○	○	○						
		Y		○	○	○						
		Z			○	○	○	○				
	Obróbka elektroiskrowa drutów	X		○	○	○						
		Y		○	○	○						
		U		○	○	○	○					
		V		○	○	○	○					
	Cięcie laserowe	X			○	○	○					
		Y			○	○	○					
		Z			○	○	○					
Inne maszyny	Prasa do tłoczenia	X				○	○	○				
		Y				○	○	○				
	Maszyna jednofunkcyjna		○	○	○	○	○	○				
	Maszyna do obróbki drewna							○	○	○	○	○
	Precyzyjny robot przemysłowy		○	○	○	○						
	Robot przemysłowy						○	○	○	○		
	Przyrząd do pomiaru współrzędnych	○	○	○								
	Maszyny inne niż CNC				○	○	○					
	Zespoły transportowe					○	○	○	○	○	○	○
	Stoły X-Y		○	○	○	○	○					
	Liniowe słowniki z napędem elektrycznym						○	○	○	○		
	Podwozia samolotowe						○	○	○	○		
	Sterowanie powierzchni nośnych						○	○	○	○		
	Zasuwy							○	○	○	○	○
	Układy kierownicze ze wspomaganie							○	○	○		
	Szlifierki do szkła			○	○	○	○	○				
	Szlifierki do powierzchni						○	○				
	Maszyny do hartowania indukcyjnego							○	○	○	○	
	Maszyny elektryczne		○	○	○	○	○	○	○			

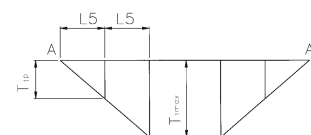
Tabele 4.6: **Wartości tolerancji i metody pomiaru mechanizmów śrubowo-tocznych HIWIN**

T1: Rzeczywista odchyłka ruchu obrotowego średnicy zewnętrznej w odniesieniu do AA' (pomiar zgodnie z normą DIN 69051)

Ø znam. [mm]		Długość referencyjna	T _{1p} [µm] klasa tolerancji HIWIN							
Powyżej	Do		0	1	2	3	4	5	6	7
6	12	80	20	20	25	23	25	32	32	40
12	25	160								
25	50	315								
50	100	630								
100	200	1250								

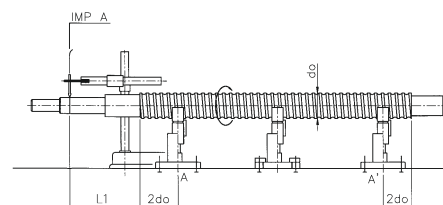


Lt / do		T _{1max} [µm] (dla Lt ≥ 4L ₅) klasa tolerancji HIWIN							
Powyżej	Do	0	1	2	3	4	5	6	7
	40	40	40	40	50	50	64	64	80
40	60	60	60	60	75	75	96	96	120
60	80	100	100	100	125	125	160	160	200
80	100	160	160	160	200	200	256	256	320



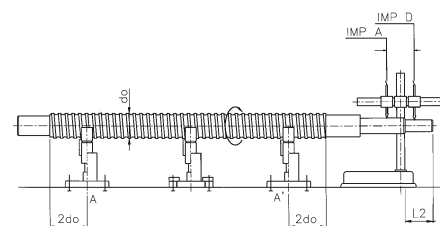
T2: Odchyłka ruchu obrotowego łożyska w odniesieniu do AA' (pomiar zgodnie z normą DIN 69051)

Ø znam. [mm]		Długość referencyjna	T _{2p} [µm] (dla L ₁ ≤ L _r) klasa tolerancji HIWIN							
Powyżej	Do	L _r	0	1	2	3	4	5	6	7
6	20	80	6	10	10	12	12	20	20	40
20	50	125	8	12	12	16	16	25	25	50
50	125	200	10	16	16	20	20	32	32	63
125	200	315	-	-	-	25	25	40	40	80



T3: Współosiowa odchyłka czopa napędowego wobec czopa łożyskowego w odniesieniu do AA' (pomiar zgodnie z normą DIN 69051)

Ø znam. [mm]		Długość referencyjna	T _{3p} [µm] (dla L ₂ ≥ L _r) klasa tolerancji HIWIN							
Powyżej	Do	L _r	0	1	2	3	4	5	6	7
6	20	80	4	5	5	6	6	8	8	12
20	50	125	5	6	6	8	8	10	10	16
50	125	200	6	8	8	10	10	12	12	20
125	200	315	-	-	-	12	12	16	16	25

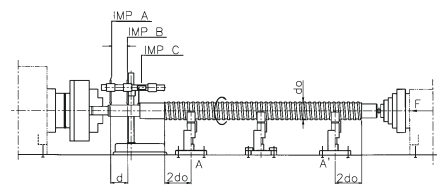


Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

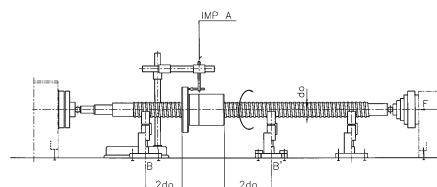
T4: Odchyłka ruchu odsadzeń łożyska w płaszczyźnie w odniesieniu do AA' (pomiar zgodnie z normą DIN 69051)

Ø znam. [mm]		T _{4p} [µm] klasa tolerancji HIWIN							
Powyżej	Do	0	1	2	3	4	5	6	7
6	63	3	3	3	4	4	5	5	6
63	125	3	4	4	5	5	6	6	8
125	200	-	-	-	6	6	8	8	10



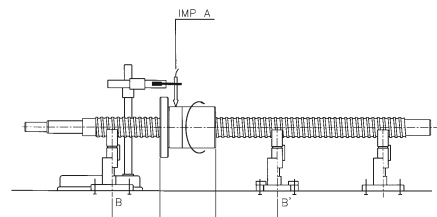
T5: Odchyłka ruchu w płaszczyźnie powierzchni stykowej nakrętki z gwintem kolistym (tylko nakrętki z naprężeniem wstępnym) w odniesieniu do BB' (pomiar zgodnie z normą DIN 69051)

Ø nakrętki kotnierzowej [mm]		T _{5p} [µm] klasa tolerancji HIWIN							
Powyżej	Do	0	1	2	3	4	5	6	7
-	20	5	6	7	8	9	10	12	14
20	32	5	6	7	8	9	10	12	14
32	50	6	7	8	8	10	11	15	18
50	80	7	8	9	10	12	13	16	18
80	125	7	9	10	12	14	15	18	20
125	160	8	10	11	13	15	17	19	20
160	200	-	11	12	14	16	18	22	25
200	250	-	12	14	15	18	20	25	30



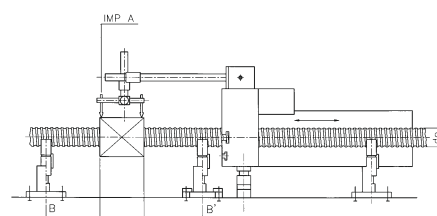
T6: Odchyłka ruchu obrotowego średnicy zewnętrznej nakrętki śruby (tylko nakrętki rolowane z naprężeniem wstępnym) w odniesieniu do BB' (pomiar zgodnie z normą DIN 69051)

Ø nakrętki kotnierzowej [mm]		T _{6p} [µm] klasa tolerancji HIWIN							
Powyżej	Do	0	1	2	3	4	5	6	7
-	20	5	6	7	9	10	12	16	20
20	32	6	7	8	10	11	12	16	20
32	50	7	8	10	12	14	15	20	25
50	80	8	10	12	15	17	19	25	30
80	125	9	12	16	20	24	22	25	40
125	160	10	13	17	22	25	28	32	40
160	200	-	16	20	22	25	28	32	40
200	250	-	17	20	22	25	28	32	40



T7: Odchyłka od położenia równoległego prostokątnej nakrętki z gwintem kolistym (tylko nakrętki z naprężeniem wstępnym) w odniesieniu do BB' (pomiar zgodnie z normą DIN 69051)

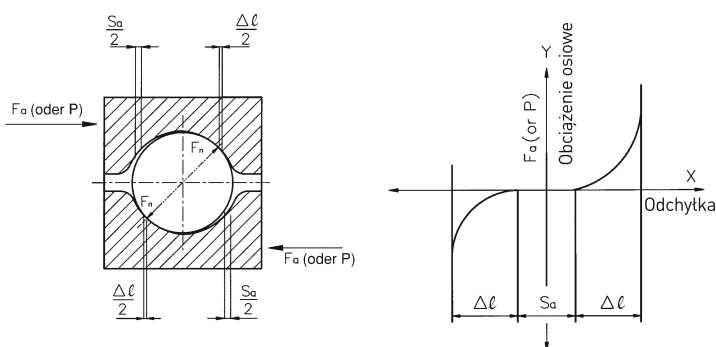
Podstawowa długość montażowa [mm]		T _{7p} [µm] / 100mm klasa tolerancji HIWIN							
Powyżej	Do	0	1	2	3	4	5	6	7
-	50	5	6	7	8	9	10	14	17
50	100	7	8	9	10	12	13	15	17
100	200	-	10	11	13	15	17	24	30



4.4 Rodzaje naprężeń HIWIN

Specjalnie ukształtowany profil ostrołukowy zapewnia 45°-stopniowy kąt styku kulek. Siła osiowa F_a wywołana przez zewnętrzne siły napędowe lub wewnętrzne siły naprężenia wstępnego generują dwa typy luzu osiowego. Jeden to normalny luz osiowy S_a , spowodowany przez odległość w świetle między kulką a bieżnią toczną. Natomiast drugi, to luz sprężynowy Δl spowodowany przez siłę F_n działającą pionowo na punkt stykowy.

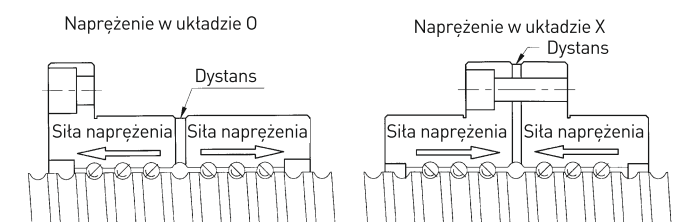
Rys. 4.16: Ostrołukowy profil bieżni i naprężenie wstępne



4.4.1 Wstępne naprężenie nakrętki podwójnej

Aby zapewnić naprężenie wstępne należy między nakrętki włożyć rozpórkę (rys. 4.17). Naprężenie O uzyskuje się poprzez umieszczenie ponadwymiarowej rozpórki, która rozpiera połówki nakrętki. Naprężenie X uzyskuje się przez włożenie rozpórki o mniejszych wymiarach, której zadaniem jest ściąganie nakrętek.

Rys. 4.17: Wstępne naprężenie przy użyciu rozpórki

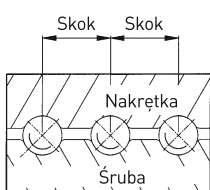


4.4.2 Wstępne naprężenie nakrętki pojedynczej

Dla nakrętki pojedynczej przewiduje się dwa typy naprężania wstępnego. Jednym z nich jest „naprężanie wstępne przy użyciu kulek ponadwymiarowych”. W tej metodzie stosuje się kulki, które są nieznacznie większe od przestrzeni w bieżni tocznej; w efekcie kulki stykają się w czterech punktach (rys. 4.18).

Inną metodą jest „naprężanie wstępne przez przesunięcie skoku gwintu” (patrz rys. 4.19). Nakrętka jest tak oszlifowana, aby wykazywała przesunięcie do centralnego skoku gwintu. Ten rodzaj naprężenia wstępnego zastępuje klasyczne naprężenie nakrętki podwójnej i jego zaletą jest to, że umożliwia stosowanie kompaktowej nakrętki pojedynczej o wysokiej sztywności przy współistnieniu niewielkich sił naprężających. Wymieniona metoda nie jest zalecana w przypadku dużych naprężeń wstępnych i przy dużych skokach gwintu. Zaleca się stosowanie siły naprężenia wstępnego o wartości poniżej 5 % nośności dynamicznej [C].

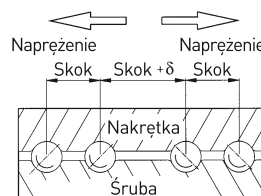
Rys. 4.18: Wstępne naprężenie przez kulkę ponadwymiarową



Luz osiowy spowodowany przez odstęp w świetle może zostać wyeliminowany przez siłę naprężania wstępnego P . Za powstanie naprężenia wstępnego odpowiada nakrętka podwójna, nakrętka pojedyncza z przesunięciem skoku gwintu oraz w przypadku wstępnie naprężonych nakrętek pojedynczych - dobór wielkości kulki (rys. 5.7 do rys. 5.8).

Jeśli dla zwiększenia sztywności konieczne jest rozciąganie śruby, skonsultować się z firmą HIWIN w kwestii wymiaru. (Zalecane rozciągnięcie: 0,02 - 0,03 mm na każdy metr długości śruby, wymiar rozciągnięcia uwzględnić przy określaniu wartości T)

Rys. 4.19: Wstępne naprężenie przez przesunięcie skoku gwintu



Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

4.4.3 Obliczanie naprężenia wstępnego

$$P = \frac{F_{bm}}{2,8} \quad \leftarrow M1$$

P = naprężenie wstępne

F_{bm} = średnie obciążenie robocze (ref.M8~M10)

$$T_d = \frac{K_p \cdot P \cdot l}{2000\pi} \quad \leftarrow M2$$

T_d = moment tarcia nakrętki naprężonej wstępnie

P = siła naprężenia wstępnego

l = skok gwintu

K_p = współczynnik tarcia przy naprężeniu wstępnym

$$K_p = \frac{1}{\eta_1} - \eta_2 \quad (\text{pomiędzy } 0,1 \text{ a } 0,3)$$

η_1, η_2 - mechaniczne współczynniki sprawności mechanizmu śrubowo-tocznego

(1) dla trybu normalnego
(zmiana ruchu obrotowego na ruch liniowy)

$$\eta_1 = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \beta)} = \frac{1 - \mu \cdot \tan \alpha}{1 + \mu / \tan \alpha} \quad \leftarrow M3$$

(2) dla trybu rewersyjnego
(zmiana ruchu liniowego na ruch obrotowy)

$$\eta_2 = \frac{\tan(\alpha - \beta)}{\tan \alpha} = \frac{1 - \mu / \tan \alpha}{1 + \mu \cdot \tan \alpha} \quad \leftarrow M4$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{l}{\pi \cdot D_m} \quad \leftarrow M5$$

$$\beta = \tan^{-1} \mu \quad \leftarrow M6$$

α = kąt wzniosu (stopień)

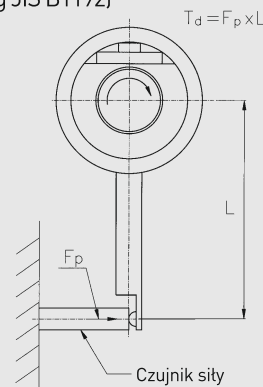
D_m = średnica podziałowa trzpienia śruby

l = skok gwintu

β = kąt tarcia ($0,17^\circ \sim 0,57^\circ$)

μ = współczynnik tarcia ($0,003 \sim 0,01$)

Rys. 4.20: Przyrząd do pomiaru momentu tarcia przy naprężeniu wstępnym (wg JIS B1192)



4.4.4 Jednolitość momentu tarcia przy naprężeniu wstępnym

(1) Metoda pomiaru

Naprężenie wstępne generuje moment tarcia między nakrętką a śrubą. Pomiar momentu odbywa się przez ruch śruby z gwintem przy stałej prędkości obrotowej przy jednoczesnym blokowaniu nakrętki za pomocą specjalnego mechanizmu przytrzymującego (patrz rys. 4.20).

Siła F_p zmierzona przez przetwornik jest wykorzystywana do obliczania momentu tarcia śruby.

HIWIN opracował system pomiarowy ze wspomaganie komputerowym, który nadzoruje moment tarcia podczas obrotu. W efekcie możliwe jest dokładne ustawienie momentu tarcia zgodnie z indywidualnymi życzeniami klienta (rys. 2.5). Standardowy system pomiaru i rejestracji momentu tarcia przy naprężeniu wstępnym jest opisany na rys. 4.21 i w tabeli 4.7.

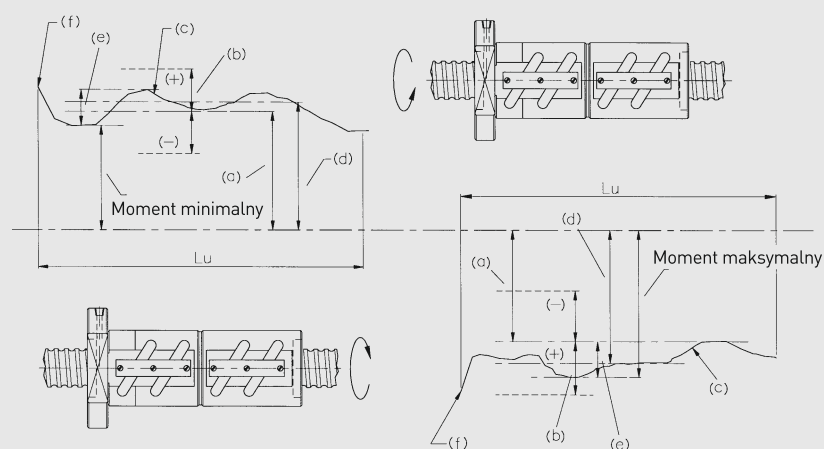
(2) Warunki pomiaru

1. Bez zgarniaka
2. Prędkość obrotowa: 100 obr/min
3. Dynamiczna lepkość smaru 61,2 – 74,8 cSt (mm/s) przy 40 °C, odpowiada ISO VG 68 lub JIS K2001

(3) Wynik pomiaru jest przedstawiony za pomocą standardowej prezentacji momentu tarcia; nazewnictwo podaje rys. 4.21.

(4) Odchyłki momentu tarcia przy naprężeniu wstępnym (uwzględnione w określaniu wskaźnika dokładności) są wymienione w tabeli 4.7.

Rys. 4.21: Nazewnictwo dotyczące systemu pomiaru momentu tarcia przy naprężeniu wstępnym



- a) podstawowy moment tarcia
- b) odchyłki momentu tarcia przy naprężeniu wstępnym
- c) aktualnie zmierzona wartość momentu tarcia
- d) średnia zmierzona wartość momentu tarcia
- e) zmierzony moment zrywający
- Lu = droga użytkowa nakrętki

Tabela 4.7: Zakres odchyłek momentu tarcia przy naprężeniu wstępnym (wg JIS B1192)

(1) Podstawowy moment tarcia [Ncm]		Długość drogi użytkowej gwintu [mm]																															
		Maksymalnie 4000 mm																	Powyżej 4000 mm														
		Współczynnik smukłości ≤ 40								40 < Współczynnik smukłości < 60																							
		Klasa dokładności								Klasa dokładności									Klasa dokładności														
Powyżej	Do	0	1	2	3	4	5	6	7	0	1	2	3	4	5	6	7	0	1	2	3	4	5	6	7	0	1	2	3	4	5	6	7
20	40	30	35	40	40	45	50	60	-	40	40	50	50	60	60	70	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40	60	25	30	35	35	40	40	50	-	35	35	40	40	45	45	60	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
60	100	20	25	30	30	35	35	40	40	30	30	35	35	40	40	45	45	-	-	-	40	43	45	50	50	-	-	-	-	-	-	-	-
100	250	15	20	25	25	30	30	35	35	25	25	30	30	35	35	40	40	-	-	-	35	38	40	45	45	-	-	-	-	-	-	-	-
250	630	10	15	20	20	25	25	30	30	20	20	25	25	30	30	35	35	-	-	-	30	33	35	40	40	-	-	-	-	-	-	-	-
630	1000	-	15	15	15	20	20	25	30	-	-	20	20	25	25	30	35	-	-	-	25	23	30	35	35	-	-	-	-	-	-	-	-

Wskazówka!

- 1) Współczynnik smukłości = długość gwintu śruby/średnica znamionowa śruby (mm)
- 2) Określanie momentu tarcia przy naprężeniu wstępnym - patrz fragment katalogu „Dobór”
- 3) Tabela 4.10 pokazuje przelicznik dla Nm
- 4) Dalsze informacje można uzyskać w firmie HIWIN.

Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

4.5 Wzory obliczeń

4.5.1 Okres użytkowania

Średnia prędkość obrotowa (obr/m) n_{av}

$$n_{av} = n_1 \cdot \frac{t_1}{100} + n_2 \cdot \frac{t_2}{100} + n_3 \cdot \frac{t_3}{100} + \dots \quad \leftarrow M7$$

n_{av} = średnia prędkość obrotowa [obr/min]

n = prędkość obrotowa [obr/min]

t = % czasu z prędkością obrotową n_1 itd.

Średnie obciążenie robocze F_{bm}

(1) Z obciążeniem zmiennym i stałą prędkością obrotową

$$F_{bm} = \sqrt[3]{F_{b1}^3 \cdot \frac{t_1}{100} \cdot f_{p1}^3 + F_{b2}^3 \cdot \frac{t_2}{100} \cdot f_{p2}^3 + F_{b3}^3 \cdot \frac{t_3}{100} \cdot f_{p3}^3 + \dots} \quad \leftarrow M8$$

F_{bm} = średnie obciążenie robocze [N]

F_b = robocze obciążenie osiowe

f_p = współczynnik eksploatacyjny

f_p = 1.1 – 1.2 Praca bez wstrząsów

1.3 – 1.8 Praca w warunkach normalnych

2.0 – 3.0 Praca z dużymi wstrząsami i wibracjami

3.0 – 5.0 Zastosowania krótkoskokowe < 3 x długość nakrętki

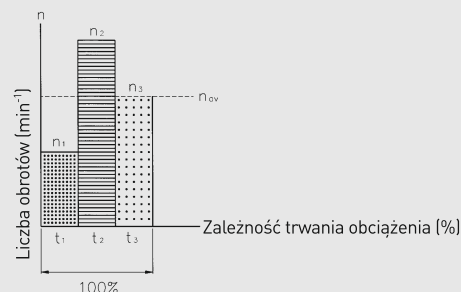
(2) Z obciążeniem zmiennym i zmienną prędkością obrotową

$$F_{bm} = \sqrt[3]{F_{b1}^3 \cdot \frac{n_1}{n_{av}} \cdot \frac{t_1}{100} \cdot f_{p1}^3 + F_{b2}^3 \cdot \frac{n_2}{n_{av}} \cdot \frac{t_2}{100} \cdot f_{p2}^3 + F_{b3}^3 \cdot \frac{n_3}{n_{av}} \cdot \frac{t_3}{100} \cdot f_{p3}^3 + \dots} \quad \leftarrow M9$$

(3) Ze zmiennym obciążeniem liniowym i stałą prędkością obrotową

$$F_{bm} = \frac{F_{bmin} \cdot f_{p1} + 2 \cdot F_{bmax} \cdot f_{p2}}{3} \quad \leftarrow M10$$

Rys. 4.22 Średnia prędkość obrotowa



Przykład 4.5 – 1

Mechanizmy śrubowo-toczące HIWIN stosuje się w warunkach opisanych poniżej. Obliczyć średnią prędkość obrotową oraz obciążenie robocze.

Warunki eksploatacyjne:

Spokojny bieg bez wstrząsów: $f_p = 1.1$

Warunek	Obciążenie osiowe [N]	Prędkość obrotowa [obr/min]	Czas działania obciążenia [%]
	F_b	(n)	(t)
1	100	1.000	45
2	400	50	35
3	800	100	20

Obliczenie

$$n_{av} = 1000 \cdot \frac{45}{100} + 50 \cdot \frac{35}{100} + 100 \cdot \frac{20}{100} = 487,5 \text{ 1/min} \quad \leftarrow [F. M7]$$

$$F_{bm} = \sqrt[3]{1000^3 \cdot \frac{1000}{487,5} \cdot \frac{45}{100} \cdot 1,1^3 + 4000^3 \cdot \frac{50}{487,5} \cdot \frac{35}{100} \cdot 1,1^3 + 8000^3 \cdot \frac{100}{487,5} \cdot \frac{20}{100} \cdot 1,1^3} = 3185 \text{ [N]}$$

4.5.2 Obliczona siła osiowa F_a

Dla nakrętki pojedynczej bez naprężenia wstępnego

$$F_a = F_{bm} \quad \leftarrow M11$$

Dla nakrętki pojedynczej z naprężeniem wstępnym P

$$F_a \leq F_{bm} + P \quad \leftarrow M12$$

4.5.3 Okres użytkowania dla danego zakresu zastosowania

Tabela 4.8 pokazuje oczekiwany okres użytkowania dla zastosowań ogólnych w przebytym odcinku (km). W prawej części tabeli 4.8 są zamieszczone wzory przeliczeniowe dla okresu użytkowania w roboczogodzinach. Pod uwagę należy wziąć także takie czynniki, jak obciążenie uderzeniowe, wibracje, temperatura, smarowanie, wahania pozycji itd.

Dla nakrętki pojedynczej:

Okres użytkowania w obrotach

$$L = \left(\frac{C}{F_a} \right)^3 \cdot 10^6 \quad \leftarrow M13$$

L = okres użytkowania w obrotach

C = nośność dynamiczna [N]

Dla nakrętek podwójnych naprężonych symetrycznie

a) Okres użytkowania w obrotach

$$F_{bm1} = P \left(1 + \frac{F_{bm}}{3P} \right)^{3/2}$$

$$F_{bm2} = F_{bm1} - F_{bm}$$

$$L_1 = \left(\frac{C}{F_{bm1}} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_2 = \left(\frac{C}{F_{bm2}} \right)^3 \cdot 10^6$$

Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

$$L = \left[L_1^{(-10/9)} + L_2^{(-10/9)} \right]^{(-9/10)} \quad \leftarrow \text{M14}$$

L = okres użytkowania w obrotach

P = siła naprężenia wstępnego [N]

b) Obliczenie obrotów w roboczogodzinach

$$L_h = \frac{L}{n_{av} \cdot 60} \quad \leftarrow \text{M15}$$

L_h = okres użytkowania w roboczogodzinach

n_{av} = średnia prędkość obrotowa [obr/min, F. M7]

c) Przeliczanie przebytej drogi (km) na roboczogodziny:

$$L_h = \left(\frac{L_d \cdot 10^6}{l} \right) \cdot \frac{1}{n_{av} \cdot 60} \quad \leftarrow \text{M16}$$

L_h = okres użytkowania w roboczogodzinach [h]

L_d = okres użytkowania w przebytej drodze [km]

l = skok mechanizmu śrubowo-tocznego [mm / obr]

n_{av} = średnia prędkość obrotowa [obr/min]

Tabela 4.8: Typowy okres użytkowania zgodnie z rodzajem zastosowania

Typ maszyny	Okres użytkowania dla drogi przemieszczenia [km]
Obrabiarki	250
Maszyny, ogólnie	100 ~ 250
Układy sterowania	350
Urządzenia pomiarowe	210
Wypożyczenie samolotów	30

(Powyższy okres użytkowania bazuje na nośności dynamicznej określonej dla 90 % bezusterkowości).

(d) Zmodyfikowany okres użytkowania przy różnych współczynnikach bezusterkowości jest obliczany na podstawie

$$L_m = L \cdot f_r \quad \leftarrow \text{M17}$$

$$L_{hm} = L_h \cdot f_r \quad \leftarrow \text{M18}$$

Współczynnik bezusterkowości - patrz tabela 4.9.

Tabela 4.9: Współczynnik bezusterkowości do obliczania okresu użytkowania

Bezusterkowość %	f_r
90	1
95	0,63
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Przykład 4.5 - 2

Jaką średnicę znamionową musi posiadać mechanizm śrubowo-toczny w sytuacji przedstawionej na przykładzie 4.5 -1 (okres użytkowania = 3.500 h, skok gwintu = 10 mm, nakrętka pojedyncza bez luzu)?

Obliczenie

$$P = \frac{F_{bm}}{2,8} = \frac{3185}{2,8} = 1140 \text{ N} \quad \leftarrow [\text{Założenie: brak luzu, jeśli } F_{bm}=3185 \text{ N}]$$

$$F_a = F_{bm} + P = 3185 + 1140 = 4325 \text{ N} \quad \leftarrow [F, M1]$$

$$L = L_h \cdot n_{av} \cdot 60 = 3500 \cdot 487,5 \cdot 60 = 1,02375 \cdot 10^8 \quad \leftarrow [\text{Obroty}]$$

$$C' = F_a \left(\frac{L}{10^6} \right)^{1/3} = 4325 \cdot \left(\frac{1,02375 \cdot 10^8}{10^6} \right)^{1/3} = 20230 \text{ N} \quad \leftarrow [\text{Wersja } \leq]$$

Obliczone wartości pozwalają na wybranie odpowiedniego mechanizmu śrubowo-tocznego ze średnicą znamionową 32 mm i obiegami C1 (3,5) w oparciu o tabele z wymiarami mechanizmów HIWIN i typami FSV.

Przykład 4.5 - 3

Jak duże musi być dopuszczalne obciążenie śruby z gwintem kolistym, jeśli średnica znamionowa = 50 mm, skok gwintu = 8 mm i okres użytkowania = 7 x 10⁶ obrotów?

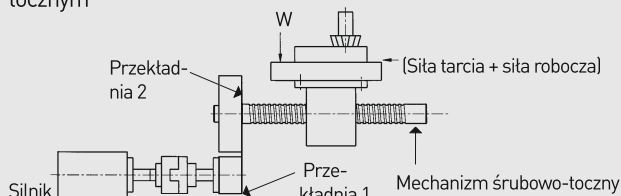
Obliczenie

W tabelach z wymiarami i typami FSV wymagany mechanizm śrubowo-toczny HIWIN (typ 50-8B3) ze średnicą znamionową = 50 mm i skokiem gwintu = 8 mm posiada nośność dynamiczną C = 56.740 N.

$$F_a = \frac{C}{\left(\frac{L}{10^6} \right)^{1/3}} = \frac{56740}{\left(\frac{7 \cdot 10^6}{10^6} \right)^{1/3}} = 29660 \text{ N}$$

4.5.4 Moment i moc napędowa silnika

Rys. 4.23 Przebieg obciążenia systemu z mechanizmem śrubowo-tocznym



Rys. 4.23 przedstawia parametry systemu posuwu z mechanizmem śrubowo-tocznym. W dalszej części jest przedstawiony wzór do obliczania wymaganego momentu napędowego silnika:

a) Tryb normalny (zmiana ruchu obrotowego na ruch liniowy)

$$T_a = \frac{F_b \cdot l}{2000 \pi \eta_1} \quad \leftarrow M19$$

T_a = moment napędowy dla trybu normalnego [Nm]

F_b = obciążenie osiowe [N]

$F_b = F_{bm} + \mu \cdot W$ [dla montażu w poziomie]

l = skok gwintu [mm]

η_1 = mechaniczny współczynnik sprawności [0,85 ~ 0,95; F. M3]

W = ciężar stołu + ciężar przedmiotu obrabianego [kg]

μ = współczynnik tarcia prowadnicy stołu [0,005 ~ 0,02]

b) Tryb rewersyjny (zmiana ruchu liniowego na ruch obrotowy)

$$T_c = \frac{F_b \cdot l \cdot \eta_2}{2000 \pi} \quad \leftarrow M20$$

η_2 = mechaniczny współczynnik sprawności [0,75 ~ 0,85, F. M4]

T_c = moment dla trybu rewersyjnego [Nm]

Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

c) Moment napędowy silnika

Tryb normalny

$$T_M = (T_a + T_b + T_d) \frac{N_1}{N_2} \quad \leftarrow \text{M21}$$

T_M = moment napędowy silnika [Nm]

T_b = moment tarcia łożyska oporowego [Nm]

T_d = moment tarcia dla naprężenia wstępnego [Nm]

N_1 = liczba zębów koła zębatego napędzającego

N_2 = liczba zębów koła zębatego napędzanego

Przyspieszenie

$$T'_a = J \cdot \alpha \quad \leftarrow \text{M22}$$

T_a = moment napędowy silnika podczas przyspieszenia [Nm]

J = bezwładność mechanizmu [Nm²]

α = przyspieszenie kątowe [rad/s²]

N_{dif} = obr/min stopień przekładni 2 – obr/m stopień przekładni 1

t_a = czas rozruchu przy przyspieszeniu (sek.)

$$\alpha = \frac{2\pi\Delta n}{60 \cdot t_a} \quad \leftarrow \text{M23}$$

$$\Delta n = n_2 - n_1 \quad \leftarrow \text{M23}$$

t_a = czas rozruchu przy przyspieszeniu (sek.), n_1 = początkowa prędkość obrotowa [obr/min], n_2 = końcowa prędkość obrotowa [obr/min]

$$J = J_M + J_{G1} + J_{G2} \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 + \frac{1}{2} W_s \left(\frac{D_N}{2000} \right)^2 \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 + W \left(\frac{l}{2000\pi} \right)^2 \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad \leftarrow \text{M24}$$

= bezwładność silnika + równoważna bezwładność przekładni + bezwładność mechanizmu śrubowo-tocznego (rys. 4.23)

W_s = ciężar mechanizmu śrubowo-tocznego [kg]

D_N = średnica znamionowa mechanizmu śrubowo-tocznego [mm]

J_M = bezwładność silnika [kgm²]

J_{G1} = bezwładność przekładni napędowej [kgm²]

J_{G2} = bezwładność przekładni napędzanej [kgm²]

Całkowity moment napędowy

$$T_{Ma} = T_M + T'_a \quad \leftarrow \text{M25}$$

T_{Ma} = całkowity moment napędowy [Nm]

Bezwładność masy oblicza się w poniższy sposób:

Dla tarczy z koncentryczną średnicą zewnętrzną:

$$J = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho_d \cdot r^4 \cdot h \cdot 10^{-15} \quad \leftarrow \text{M26}$$

J = bezwładność stołu [kgm²]

ρ_d = ciężar właściwy stołu dla stali

r = promień stołu [7850kg/m³]

h = długość stołu

d) Moc napędowa

$$P_d = \frac{T_{pmax} \cdot n_{max}}{9,55} \quad \leftarrow \text{M27}$$

P_d = maksymalna bezpieczna moc napędowa [W]

T_{pmax} = maksymalny moment napędowy [współczynnik bezpieczeństwa x T_{max} , Nm]

n_{max} = maksymalna prędkość obrotowa [obr/min]

e) Kontrola czasu przyspieszenia

$$t_a = \frac{J}{T_{M1} - T_L} \cdot \frac{2\pi n_{max}}{60} \cdot f \quad \leftarrow \text{M28}$$

t_a = czas rozruchu przy przyspieszeniu [s]

J = całkowity moment bezwładności [kgm²]

T_{M1} = moment znamionowy silnika [Nm]

T_L = moment napędowy przy znamionowej prędkości obrotowej [Nm]

f = współczynnik bezpieczeństwa = 1,5

Tabela 4.10 pokazuje parametry przeliczeniowe dla różnych systemów pomiaru momentu silnika i momentu tarcia przy naprężeniu wstępnym

Tab. 4.10: Tabela przeliczeniowa momentu silnika

kgf-cm	kgf-mm	Nm	kpm (kgf-m)	OZ-in	ft-lbf
1	10	$9,8 \times 10^{-2}$	10^{-2}	13,8874	$7,23301 \times 10^{-2}$
0,1	1	$9,8 \times 10^{-3}$	$1,0 \times 10^{-3}$	1,38874	$7,23301 \times 10^{-3}$
10,19716	$1,019716 \times 10^2$	1	0,1019716	$1,41612 \times 10^2$	0,737562
10^2	10^3	9,80665	1	$1,38874 \times 10^3$	7,23301
$10,19716 \times 10^2$	0,720077	$7,06155 \times 10^3$	$7,20077 \times 10^4$	1	$5,20833 \times 10^3$
13,82548	$1,382548 \times 10^2$	1,35582	0,1382548	$1,92 \times 10^2$	1

Przykład 4.5 – 4

Warunek: Mechanizm jak na rys. 4.24

Ciężar stołu $W1 = 200$ kg

Ciężar przedmiotu obrabianego $W2 = 100$ kg

Współczynnik tarcia prowadnicy $\mu = 0,02$

Warunki eksploatacyjne: spokojny bieg bez obciążenia uderzeniowego

Osiowa siła posuwowa [N]	Obroty [obr/min]	Czas działania obciążenia (%)
F_b	n	t
1000	500	20
3000	100	50
5000	50	30

Przyspieszenie: 100 rad/sek^2

Silnik: średnica silnika = 50 mm, długość silnika = 200 mm

Przekładnia: średnica przekładni napędowej $G1 = 80$ mm,
wysokość = 20 mm, zęby = 30
średnica przekładni napędowej $G1 = 240$ mm,
wysokość = 20 mm, zęby = 90

Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

Mechanizm śrubowo-toczný

Średnica znamionowa = 50 mm, skok gwintu = 10 mm

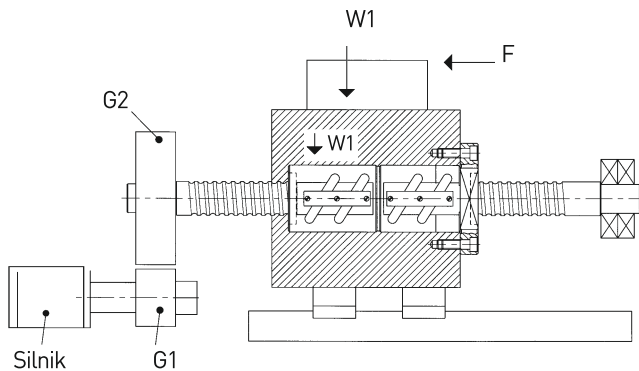
Długość = 1.200 mm, ciężar = 18 kg

Brak luzu, jeśli osiowa siła posuwowa = 3000 N

Moment łożyska $T_b = 0,1$ Nm

Mechaniczny współczynnik sprawności $\eta_2 = 0,8$

Rys. 4.24 Proces przetożenia w systemie



Obliczenie

1) Moment silnika w trybie standardowym

$$n_{av} = 500 \cdot \frac{20}{100} + 100 \cdot \frac{50}{100} + 50 \cdot \frac{30}{100} = 165 \text{ } 1/\text{min} \quad \leftarrow \text{[F. M7]}$$

$$F_1 = 1000; F_2 = 3000; F_3 = 5000 \text{ N}$$

$$F_{bm} = \sqrt[3]{1000^3 \cdot \frac{500}{165} \cdot \frac{20}{100} \cdot 1 + 3000^3 \cdot \frac{100}{165} \cdot \frac{50}{100} \cdot 1 + 5000^3 \cdot \frac{50}{165} \cdot \frac{30}{100} \cdot 1} = 2720 \text{ N} \quad \text{[F. M9]}$$

$$P = \frac{3000}{2,8} \approx 1100 \text{ N} \quad \leftarrow \text{[Osiowa siła posuwowa = 3000 N, F. M1]}$$

$$F_b = F_{bm} + \mu \cdot W = 2720 + 0,02 \cdot (2000 + 1000) = 2780 \text{ N}$$

$$T_a = \frac{F_b \cdot l}{2000 \pi \eta_1} = \frac{2780 \cdot 10}{2000 \pi \cdot 0,8} = 5,53 \text{ Nm} \quad \leftarrow \text{[F. M19]}$$

$$T_d = \frac{K_p \cdot P \cdot l}{2000 \pi} = \frac{0,2 \cdot 1100 \cdot 10}{2000 \pi} = 0,35 \text{ Nm} \quad \leftarrow \text{[F. M2]}$$

$$T_M = (T_a + T_b + T_d) \frac{N_1}{N_2} = (5,53 + 0,35 + 0,1) \frac{30}{90} = 1,99 \text{ Nm} \quad \leftarrow \text{[F. M21]}$$

2) Moment silnika podczas przyspieszenia

(I) Moment bezwładności masy silnika

$$J_M = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho_d \cdot r^4 \cdot h \cdot 10^{-15} = \frac{1}{2} \pi \cdot 7850 \cdot 25^4 \cdot 200 \cdot 10^{-15} = 9,633 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

(II) Moment bezwładności masy przekładni

$$J_{G1} = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho_d \cdot r^4 \cdot h \cdot 10^{-15} = \frac{1}{2} \pi \cdot 7850 \cdot \left(\frac{80}{2}\right)^4 \cdot 200 \cdot 10^{-15} = 6,313 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

$$J_{G2} = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho_d \cdot r^4 \cdot h \cdot 10^{-15} = \frac{1}{2} \pi \cdot 7850 \cdot \left(\frac{240}{2}\right)^4 \cdot 200 \cdot 10^{-15} = 5,114 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

$$J_{\text{Gear(eq)}} = 6,313 \cdot 10^{-4} + 5,114 \cdot 10^{-2} \left(\frac{30}{90}\right)^2 = 6,314 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

(III) Moment bezwładności masy mechanizmu śrubowo-tocznego

$$J_{\text{Ball screw}} = \frac{1}{2} \pi \cdot 7850 \cdot \left(\frac{50}{2}\right)^4 \cdot 1200 \cdot 10^{-15} \cdot \left(\frac{30}{90}\right)^2 = 6,422 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

(IV) Moment bezwładności masy obciążenia

$$J_{\text{Load}} = 300 \cdot \left(\frac{10}{2000\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{30}{90}\right)^2 = 8,443 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

(V) Moment bezwładności masy mechanizmu

$$J = 9,633 \cdot 10^{-4} + 6,314 \cdot 10^{-3} + 6,422 \cdot 10^{-4} + 8,443 \cdot 10^{-5} = 8,004 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

3) Całkowity moment silnika

$$T'_a = J \cdot \alpha = 8,004 \cdot 10^{-3} \cdot 100 = 0,8 \text{ Nm}$$

$$M_{Ma} = T_M + T'_a = 1,99 + 0,8 = 2,8 \text{ Nm}$$

5) Wybór silnika:

Wybrany typ silnika:

Silnik prądu stałego z momentem znamionowym $T_{Mr} > 1,5 T_m$
i maksymalnym momentem silnika $T_{Max} > 1,5 T_{pmax}$

Specyfikacja serwomotoru prądu stałego:

Moc znamionowa = 950 W

Moment znamionowy = 3 Nm

Znamionowa prędkość obrotowa = 2.000 obr/min

Moment maksymalny = 6,5 Nm

Moment bezwładności silnika = $1,96 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$

4) Moc napędowa

$$T_{pmax} = 2 \cdot 2,8 = 5,6 \text{ Nm} \quad (\text{współczynnik bezpieczeństwa} = 2)$$

$$P_d = \frac{T_{pmax} \cdot n_{max}}{9,55} = \frac{5,6 \cdot 1500}{9,55} = 880 \text{ W}$$

6) Kontrola czasu przyspieszenia

$$t_a = \frac{2\pi \cdot \Delta N \cdot J}{60 \cdot (T_{max} - T_M)} = \frac{2\pi \cdot 2000 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot (6,5 - 1,99)} = 0,37 \text{ s}$$

Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

4.5.5 Obciążenie przy wyboczeniu

$$F_k = 4,072 \cdot 10^5 \left(\frac{f_k \cdot d_r^4}{L_t^2} \right) \quad \leftarrow \text{M29}$$
$$F_p = 0,5 \cdot F_k \quad \leftarrow \text{M30}$$

- F_k = dopuszczalne obciążenie [N]
 F_p = maks. dopuszczalne obciążenie [N]
 d_r = średnica rdzenia trzpienia śruby [mm]
 L_t = odległość między łożyskami oporowymi [mm]
 f_k = współczynnik dla różnych typów montażu
- łożysko stałe – łożysko stałe
łożysko stałe – łożysko oporowe
łożysko oporowe – łożysko oporowe
łożysko stałe – łożysko przesuwne
*1kgf = 9,8 N; 1daN = 10 N
- $f_k = 1,0$
 $f_k = 0,5$
 $f_k = 0,25$
 $f_k = 0,0625$

Diagram obciążenia przy wyboczeniu dla różnych średnic śrub i typów łożyska jest przedstawiony na rys. 4.25.

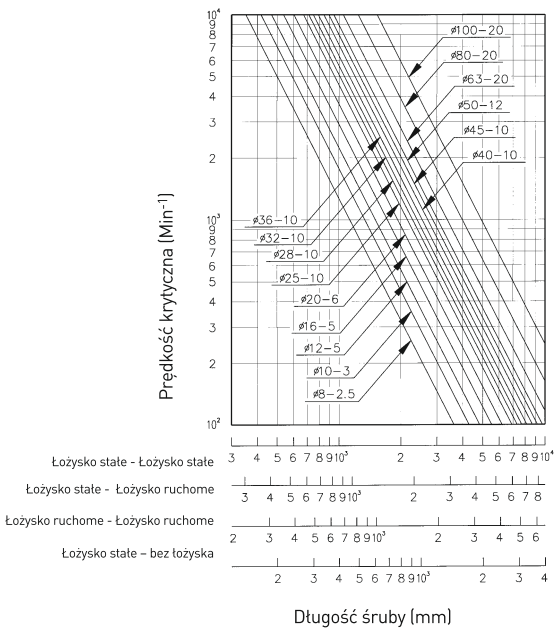
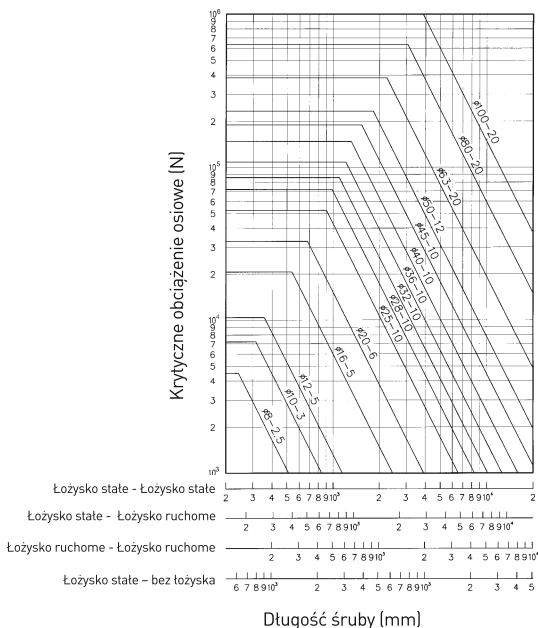
4.5.6 Krytyczna prędkość obrotowa

$$N_c = 2,71 \cdot 10^8 \cdot \left(\frac{f_m \cdot d_r}{L_t^2} \right) \quad \leftarrow \text{M31}$$
$$N_p = 0,8 \cdot N_c \quad \leftarrow \text{M32}$$

- N_c = krytyczna prędkość obrotowa [obr/min]
 N_p = maks. dopuszczalne obciążenie [obr/min]
 d_r = średnica rdzenia trzpienia śruby [mm]
 L_t = odległość między łożyskami oporowymi (mm)
 L_M = współczynnik dla różnych typów montażu
- łożysko stałe – łożysko stałe
łożysko stałe – łożysko oporowe
łożysko oporowe – łożysko oporowe
łożysko stałe – bez łożyskowania
*1kgf = 9,8 N; 1daN = 10 N
- $f_m = 1$
 $f_m = 0,692$
 $f_m = 0,446$
 $f_m = 0,147$

Rys. 4.25 Obciążenie przy wyboczeniu dla różnych średnic i długości śrub

Rys. 4.26 Krytyczna prędkość obrotowa dla różnych średnic i długości śrub



4.5.7 Wartość $D_m \cdot N$ dla roboczej prędkości obrotowej mechanizmu śrubowo-tocznego

Wartość $D_m \cdot N$ ma duży wpływ na charakterystykę mechanizmu śrubowo-tocznego w zakresie emisji hałasu, generowania ciepła oraz okresu użytkowania systemu przekierowania.

Dla mechanizmu śrubowo-tocznego HIWIN,

$$d_n = d_m \cdot n \leq 70000 \quad \leftarrow \text{M33}$$

D_m = średnica koła podziałowego [mm]

N = maks. prędkość obrotowa [obr/min]

Konstrukcyjne ulepszenia firmy HIWIN w zakresie mechanizmów śrubowo-toczących dla wartości $D_m \cdot N$ 70.000 do 180.000.

Jeśli wartość $D_m \cdot N > 180.000$, prosimy się zwracać do nas.

4.5.8 Sztywność

Parametr sztywności opisuje podatność elementu maszyny. Całkowita sztywność mechanizmu śrubowo-tocznego jest określana na podstawie sztywności osiowej zespołu nakrętkowo-śrubowego, sztywności stykowej bieżni tocznej oraz sztywności śruby z gwintem. Podczas montażu mechanizmu śrubowo-tocznego w maszynie należy także zwrócić uwagę na takie czynniki jak: sztywność łożysk oporowych, warunki montażu nakrętki ze stołem itd.

Rys. 4.27 pokazuje elementy składowe sztywności całkowitej dla zespołu posuwowego.

$$\frac{1}{K_{bs}} = \frac{1}{K_s} + \frac{1}{K_n} \quad \leftarrow \text{M34}$$

K_{bs} = całkowita sztywność mechanizmu śrubowo-tocznego [N/μm]

Sztywność śruby z gwintem oblicza się w oparciu o:

$$K_s = 674 \cdot \frac{d_r^2}{L_s} \quad \leftarrow \text{M35}$$

$$K_s = 168 \cdot \frac{d_r^2}{L_s} \quad \leftarrow \text{M36}$$

Diagram z wartościami sztywności jest przedstawiony na rys. 4.28.

$$d_r \approx D_m - D_b \quad \leftarrow \text{M37}$$

d_r = średnica rdzenia mechanizmu śrubowo-tocznego [mm] .i.e. $D_m - D_b$

D_b = średnica kulki [mm]

K_s = wartość sztywności śruby z gwintem [N/μm]

K_n = wartość sztywności nakrętki [N/μm]

L_s = długość śruby bez podpory

Sztywność nakrętki można skontrolować za pomocą siły osiowej odpowiadającej maksymalnemu naprężeniu wstępnemu rzędu 10 % nośności dynamicznej (C) (wartość jest podana w tabeli z wymiarami nakrętek). Jeśli naprężenie wstępne jest mniejsze, sztywność nakrętki można określić w drodze ekstrapolacji:

$$K_n = 0,8 \cdot K \cdot \left(\frac{P}{0,1 \cdot C} \right)^{1/3} \quad \leftarrow \text{M38}$$

K_n = wartość sztywności nakrętki [N/μm]

K = wartość sztywności z tabeli wymiarów [N/μm]

P = naprężenie wstępne [N]

C = nośność dynamiczna z tabeli wymiarów [N]

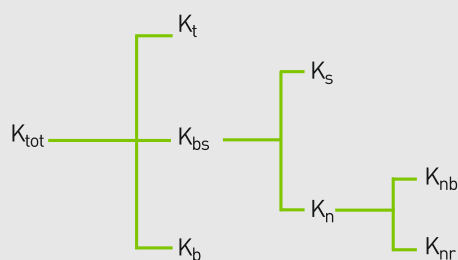
Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

Sztynność pojedynczej nakrętki z luzem można obliczyć przy zewnętrznym obciążeniu osiowym 0,28 C w sposób opisany poniżej:

$$K_n = 0,8 \cdot K \cdot \left(\frac{F_b}{0,28 \cdot C} \right)^{1/3} \quad \leftarrow \text{M40}$$

Rys. 4.27 Wskaźniki sztywności w systemach posuwu z mechanizmami śrubowo-tocznymi



K_{tot} = całkowita sztywność systemu posuwu

K_t = sztywność stołu montażowego

K_b = sztywność łożysk oporowych

K_{bs} = sztywność mechanizmu śrubowo-tocznego

K_s = sztywność śruby

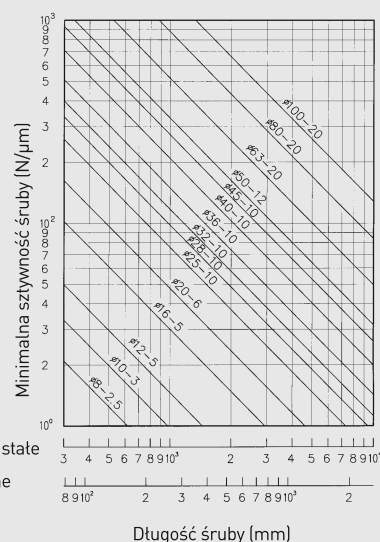
K_n = sztywność nakrętki z gwintem kolistym

K_{nb} = sztywność kulek i bieżni tocznej

K_{nr} = sztywność zespołu nakrętkowo-śrubowego przy obciążeniu promieniowym

Osiowa sztywność systemu posuwu uwzględnia sztywność łożysk oporowych i stołu montażowego. W procesie konstrukcji systemu należy zwracać baczną uwagę na wskaźnik sztywności całkowitej.

Rys. 4.28 Diagram sztywności dla mechanizmów śrubowo-toczących



Łożysko stałe - Łożysko stałe
Łożysko stałe - Łożysko ruchome

4.5.9 Wydłużenie termiczne

$$\Delta L = 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta T \cdot l_s \quad \leftarrow \text{M41}$$

ΔL = termiczne wydłużenie śruby (mm)

ΔT = (°C) wzrost temperatury śruby

l_s = całkowita długość śruby (mm)

Wartość T musi być dobrana w taki sposób, aby możliwa była kompensacja wzrostu temperatury mechanizmu śrubowego. Firma HIWIN zaleca stosowanie w obrabiarkach CNC wartości T rzędu -0,02 - -0,03/m.

4.5.10 Nośność dynamiczna C (teoretyczna)

Nośność dynamiczna opisuje obciążenie, przy którym 90 % wszystkich mechanizmów śrubowo-tocznych osiąga okres użytkowania 1×10^6 obrotów [C]. Można uwzględnić współczynnik bezpieczeństwa pracy zgodnie

z tabelą 4.9. Nośność dynamiczna jest podana w tabelach z wymiarami nakrętek.

4.5.11 Nośność statyczna

Nośność statyczna opisuje obciążenie, powodujące odkształcenie bieżni tocznej powyżej 0,0001 średnicy kulki. Aby obliczyć maksymalne obciążenie statyczne, należy uwzględnić współczynnik bezpieczeństwa statycznego S_f dla warunków eksploatacyjnych.

$$S_f \cdot F_{amax} < C_0 \quad \leftarrow \text{M42}$$

S_f = bezpieczeństwo statyczne

C_0 = nośność statyczna (tabela z wymiarami nakrętek)

F_{amax} = maks. statyczne obciążenie osiowe

Mechanizmy śrubowo-toczone

Właściwości i dobór

Przykład 4.5 – 5

Typ mechanizmu śrubowo-tocznego: 1R40-10B2-FSW-1000-1200-0.012

Średnica koła podziałowego $D_m = 41,4$ mm

Średnica kulki = 6,35 mm

Średnica rdzenia $d_r = 34,91$ mm

Obciążenie oporowe: łożysko stałe – łożysko oporowe

Krytyczna prędkość obrotowa: łożysko stałe – łożysko oporowe

Sztywność łożysk $K_b = 1050$ (N/μm)

Skok gwintu $l = 10$ mm

Obroty = 2,5 x 2

Kąt wzniosu $\alpha = 4,4^\circ$

Kąt tarcia $\beta = 0,286^\circ$

Napężenie wstępne $P = 2500$ N

Średnia siła osiowa $F_b = 7000$ N

$F_k = 0,5$; $L_t = 1.000$ mm; $f_m = 0,692$

Obliczenie:

1. Obciążenie przy wyboczeniu F_p

$$F_k = 4,072 \cdot 10^5 \left(\frac{f_k \cdot d_r^4}{L_t^2} \right) = 407200 \cdot \frac{0,5 \cdot 34,91^4}{1000^2} = 302400 \text{ N} \quad \leftarrow [F. M29]$$

$$F_p = 0,5 \cdot F_k = 0,5 \cdot 302400 = 151200 \text{ N}$$

2. Krytyczna prędkość obrotowa N_p

$$N_c = 2,71 \cdot 10^8 \cdot \left(\frac{f_m \cdot d_r}{L_t^2} \right) = 2,71 \cdot 10^8 \cdot \frac{0,692 \cdot 34,9}{1000^2} = 6545 \text{ 1/min}$$

$$N_p = 0,8 \cdot N_c = 0,8 \cdot 6545 = 5236 \text{ 1/min}$$

3. Teoretyczny mechaniczny współczynnik sprawności η

[1] Tryb normalny

$$\eta_1 = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \beta)} = \frac{\tan 4,396^\circ}{\tan(4,396^\circ + 0,286^\circ)} = 0,938 \quad \leftarrow [F. M3]$$

[2] Tryb rewersyjny

$$\eta_2 = \frac{\tan(\alpha - \beta)}{\tan \alpha} = \frac{\tan(4,396^\circ - 0,286^\circ)}{\tan 4,396^\circ} = 0,934 \quad \leftarrow [F. M4]$$

4. Sztywność K

$$K_s = 168 \cdot \frac{d_r^2}{L_s} = 168 \cdot \frac{34,91^2}{1000} = 205 \text{ N/μm} \quad p = 2500 < 0,1 \cdot C (= 5370)$$

$$K_n = 0,8 \cdot K \cdot \left(\frac{P}{0,1 \cdot C} \right)^{1/3} = 0,8 \cdot 740 \cdot \left(\frac{2500}{0,1 \cdot 53700} \right)^{1/3} = 458 \text{ N/μm}$$

$$\frac{1}{K_{bs}} = \frac{1}{K_s} + \frac{1}{K_n} = \frac{1}{205} + \frac{1}{458} \quad K = 142 \text{ N/μm}$$

5. Ugięcie sprężyste przy sile osiowej $F_b = 7000$ N

$$\frac{1}{K_t} = \frac{1}{K} + \frac{1}{K_b} = \frac{1}{142} + \frac{1}{1050} \quad K_t = 125 \text{ N/μm}$$

$$\frac{\delta}{2} = \frac{F}{K} = \frac{7000}{125} = 56 \text{ μm} \quad \text{Całkowite ugięcie sprężyste } \delta = 2 \times 0,056 = 0,112$$

Jeśli napężenie wstępne przekracza $2 \times 2500 = 5000$ N, $K_n = 580$ N/μm i $K = 151$ N/μm, sztywność całkowita $K_t = 132$ N/μm i ugięcie sprężyste $d = 0,106$ mm. W porównaniu z nakrętką z napężeniem wstępnym 2500 N różnica wynosi wprawdzie tylko 6 μm (5 %), to jednak wzrost temperatury spowodowany przez napężenie 5000 N jest znaczny. Zazwyczaj wpływ sztywności śruby jest większy niż wpływ sztywności nakrętki. Nawiasem mówiąc sztywność śruby jest ważniejsza niż sztywność nakrętki. Optymalną drogą do zwiększenia sztywności całkowitej nie jest zatem nadmierne podwyższanie napężenia wstępnego. Jeśli typ łożyska zostanie zmieniony na "łożysko stałe-łożysko stałe", $K_s = 820$ N/μm i $K_t = 230$ N/μm. Ugięcie sprężyste wynosi $d = 0,061$ mm. Różnica wynosi 51 μm (45 %).

4.5.12 Charakterystyka materiałowa

Podczas pracy wysokiej klasy obrabiarek przy dużych prędkościach biegu szybkiego i wysokim obciążeniu wymagany jest niski poziom hałasu. Mechanizmy śrubowo-toczące HIWIN spełniają te wymagania dzięki doskonałym mechanizmom przekierowywania, specjalnemu typowi bieżni tocznej, doskonałemu procesowi montażu i skrupulatnej kontroli powierzchni i wymiarów.

4.5.13 Wersje

Maksymalna długość mechanizmu śrubowo-tocznego zależy od jego średnicy i klasy dokładności (tabela 4.12). Ponieważ mechanizmy śrubowo-toczące z wysokim wskaźnikiem dokładności muszą być bardzo równe, zwiększenie stosunku długości/średnicy spowoduje nie tylko wzrost nakładów produkcyjnych, lecz również zmniejszenie sztywności śrub. Firma HIWIN zaleca stosowanie długości maksymalnych z tabeli 4.12. Jeśli konieczne będą inne długości, prosimy się skonsultować z firmą HIWIN.

Tabela 4.11 Charakterystyka materiałowa

	Rodzaj stali			
Element	BSI	DIN	AISI	JIS
Śruba	EN43C	1,1213	1055	S55C
	EN19C	1,7225	4140	SCM440H
		1,7228	4150	SCM445H
Nakrętka	EN34	1,6523	3310	SNM 220(21)
	EN36		8620	SCM420H
Kulka	EN31	1,3505	52100	SUJ2

Tabela 4.12 Maksymalne długości mechanizmów śrubowo-toczących w zależności od średnicy zewnętrznej i klasy dokładności

Średnica zewnętrzna	6	8	10	12	16	20	25	28	32	36	40	45	50	55	63	70	80	100
Klasa dokładności	Maksymalne długości mechanizmów śrubowo-toczących																	
C0	110	170	300	400	600	700	1000	1000	1200	1300	1500	1600	1800	2000	2000	2000	2000	2000
C1	110	170	400	500	720	950	1300	1500	1800	1800	2300	2500	3100	3500	4000	4000	4000	4000
C2	140	200	500	630	900	1300	1700	1800	2200	2200	2900	3200	4000	5000	5200	5500	6300	6300
C3	170	250	500	630	1000	1400	1800	2000	2500	3200	3500	4000	4500	5000	6000	7100	10000	10000
C4	170	250	500	630	1000	1400	1800	2000	2500	3200	3500	4000	4500	5000	6000	7100	10000	10000
C5	170	250	500	630	1410	1700	2400	2500	3000	3200	3800	4000	5000	5500	6900	7100	10000	10000
C6	400	800	1000	1200	1500	1800	2500	3000	3000	4000	4000	4000	5600	5600	6900	7100	10000	10000
C7	400	800	1000	1200	3000	3000	4000	4000	4500	4500	5600	5600	5600	5600	6900	7100	10000	10000

Jednostka: mm

Zielone kolumny= konieczna konsultacja z firmą HIWIN

4.5.14 Obróbka termiczna

Dzięki równomiernej obróbce cieplnej mechanizmy śrubowo-toczące HIWIN posiadają maksymalny okres użytkowania. Tabela 4.12 przedstawia parametry twardości elementów zastosowanych w mechanizmach śrubowo-toczących HIWIN. Twardość powierzchni mechanizmów wpływa za-

równo na nośność dynamiczną jak i nośność statyczną. Wartości nośności dynamicznej i statycznej podane w tabeli wymiarów bazują na twardości powierzchniowej odpowiadającej HRC 60. Nośności dla podanej wartości twardości powierzchniowej można obliczyć w poniższy sposób.

Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

$$C'_0 = C_0 \cdot f_{H0} \quad f_{H0} = \left(\frac{\text{Żeczywista twardość(HRC)}}{60} \right)^2 \leq 1 \quad \leftarrow \text{M43}$$

$$C' = C \cdot f_H \quad f_H = \left(\frac{\text{Żeczywista twardość(HRC)}}{60} \right)^2 \leq 1 \quad \leftarrow \text{M44}$$

Ze stopniami twardości FH i FHO

C'_0 = skorygowana nośność statyczna

C_0 = nośność statyczna przy 60 HRC

C' = skorygowana nośność dynamiczna

C = nośność dynamiczna przy 60 HRC

Tabela 4.12 Stopnie twardości elementów stosowanych w mechanizmach śrubowo-tocznych HIWIN

Element	Metoda hartowania	Stopień twardości (HRC)
Śruba	Hartowanie indukcyjne	58-62
Nakrętka	Utwardzanie dyfuzyjne lub hartowanie indukcyjne	58-62
Kulka		62-66

4.6 Wpływ wzrostu temperatury

Wzrost temperatury w mechanizmach śrubowo-tocznych podczas ich pracy wpływa na precyzję systemu posuwu maszyny, zwłaszcza wówczas, gdy stosuje się maszyny z wysokimi wymaganiami w zakresie prędkości obrotowej i klasy dokładności. Wzrost temperatury w mechanizmach śrubowo-tocznych zależy od takich czynników jak:

- 1) napężenie wstępne
- 2) smarowanie
- 3) wydłużenie śruby

4.6.1 Wpływ napężenia wstępnego

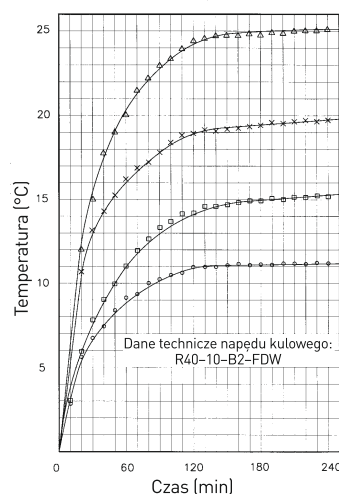
Aby uniknąć biegu jałowego w systemie posuwu, należy pamiętać o zwiększeniu sztywności nakrętki z gwintem kolistym. Ważną sprawą jest także to, by w przypadku zastosowania napężenia wstępnego do zwiększania sztywności nakrętka została napężona tylko do zdefiniowanej wartości. Napężenie wstępne zwiększa moment tarcia śruby i prowadzi do wzrostu temperatury roboczej.

HIWIN zaleca stosowanie napężenia wstępnego rzędu 8 % nośności dynamicznej dla naprężeń średnich i wysokich, 6–8 % dla średnich, 4–6 % dla lekkich i średnich i poniżej 4 % dla lekkich.

Aby zapewnić długi okres użytkowania oraz niski wzrost temperatury, maksymalne napężenie wstępne nie powinno przekroczyć 10 % nośności dynamicznej.

Rys. 4.29 pokazuje zależność między roboczą prędkością obrotową, napężeniem wstępnym i wzrostem temperatury. Rys. 4.30 przedstawia wzrost temperatury w nakrętce w zależności od momentu tarcia przy napężeniu wstępnym. Zgodnie z rys. 4.29, rys. 4.30 i przykładem 4.5-5 podwojenie napężenia wstępnego generuje wzrost temperatury rzędu ok. 5 °C, natomiast sztywność zwiększa się jedynie o ok. 5 %, a zatem tylko o kilka μm.

Rys. 4.39 Zależność między roboczą prędkością obrotową, napężeniem wstępnym i wzrostem temperatury



- Δ = 1.500 obr/min przy napężeniu wstępnym 2000 N
- × = 1.500 obr/min przy napężeniu wstępnym 1000 N
- = 500 obr/min przy napężeniu wstępnym 2000 N
- = 500 obr/min przy napężeniu wstępnym 1000 N

4.6.2 Wpływ wydłużenia termicznego

Wzrost temperatury w mechanizmie śrubowo-tocznym powoduje wydłużenie śruby wskutek oddziaływań termicznych. W efekcie długość śruby może ulegać zmianie. Wzór M41 umożliwia obliczenie wydłużenia zależnie od temperatury. Wydłużenie może być kompensowane przez rozciągnięcie śruby. Aby z kolei zapewnić kompensację rozciągnięcia, na rysunku konstrukcyjnym należy przewidzieć ujemną wartość T.

Ponieważ wysoka siła rozciągania może spowodować zakłócenia w pracy łożyska, HIWIN zaleca stosowanie rozciąganych mechanizmów śrubo-

K_s = wartość sztywności śruby z gwintem [N/μm]

P_f = naprężenie wskutek rozszerzalności cieplnej [N]

ΔL = wydłużenie termiczne [μm]

wo-tocznym tylko przy wzroście temperatury poniżej 5 °C. Tego typu mechanizmów nie zaleca się także przy średnicy śruby powyżej 50 mm. Duża średnica śruby wymaga wysokich sił rozciągania, co z kolei stanowi duże obciążenie dla łożyska oporowego.

HIWIN zaleca wartość kompensacji T rzędu ok. 3° (ok. -0,02-0,03 na 1000 mm śruby z gwintem).

Ponieważ poszczególne rodzaje zastosowań wymagają różnych wartości T, prosimy o zasięgnięcie stosownych informacji w firmie HIWIN. Naprężenie wskutek wydłużenia termicznego jest obliczane w następujący sposób:

$$P_f = K_s \cdot \Delta L \quad \leftarrow \text{M45}$$

4.7 Smarowanie

Warunkiem należytej pracy mechanizmów śrubowo-tocznych jest odpowiednie smarowanie. Do smarowania należy stosować smary do łożysk tocznych. Nie stosować smarów zawierających MoS₂ lub grafit. Typ smaru i rodzaj jego doprowadzania można dostosować do systemu smarowania pozostałych elementów maszyny. Jak wynika z naszych doświadczeń, jednorazowe smarowanie mechanizmów na ich cały okres użytkowania jest niewystarczające z powodu stałego wypływu niewielkich ilości smaru z nakrętki. W przypadku zastosowań krótkoskokowych przy podwójnej długości nakrętki nie jest zapewniony dostateczny dopływ smaru do nakrętki. W takiej sytuacji konieczne jest doprowadzanie smaru w wielu punktach na nakrętkę.

Smarowanie smarami stałymi

Zaleca się stosowanie smarów na bazie oleju mineralnego klasy K2K zgodnie z normą DIN 51825. Jeśli obciążenia przekraczają 10% nośności dynamicznej, należy używać smarów z dodatkiem żywicy epoksydowej (KP2K, DIN 51825). Przy wysokich prędkościach obrotowych (wskaźnik obrotów n·d > 50000) należy wybrać klasę K1K lub KP1K. Wskaźniki obrotów poniżej 2000 wymagają zastosowania smaru o klasie gęstości 3 (K3K lub KP3K, DIN 51825). Terminy smarowania uzupełniającego zależą od warunków otoczenia. Zazwyczaj smarowanie dodatkowe jest potrzebne co 200 – 600 roboczogodzin. Ilość smaru

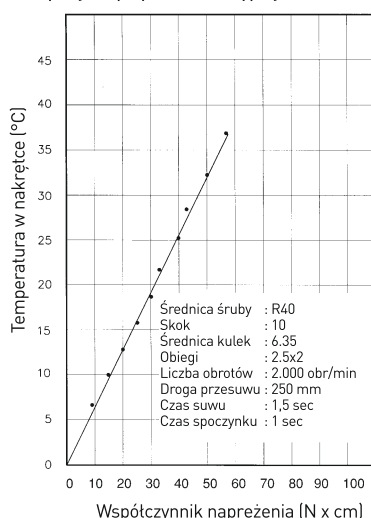
do smarowania dodatkowego wylicza się w następujący sposób: na każdy cm średnicy śruby 1cm³ smaru na nakrętkę. Podczas smarowania dodatkowego należy stosować wyłącznie smary o identycznym stopniu zmydlenia.

Smarowanie olejowe

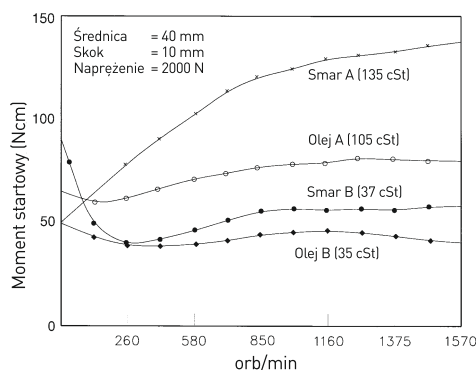
Do smarowania olejowego nadają się oleje klasy CL zgodnie z normą DIN 51517 część 2. Olej powinien posiadać w temperaturze roboczej lepkość rzędu 68 do 100 mm²/s. Przy dużych prędkościach obrotowych (wskaźnik obrotów n·d > 50000) należy stosować oleje klasy lepkości ISO VG 46 – 22. Wskaźniki obrotów poniżej 2000 wymagają użycia olejów o lepkości ISO VG 150 – 460. Jeśli obciążenie przekracza 10% nośności dynamicznej, w celu zwiększenia obciążalności zaleca się stosowanie olejów uszlachetnionych (klasa CLP, DIN 51517 część 3). Jeśli stosuje się smarowanie w kąpeli olejowej, śruby muszą się znajdować 0,5 do 1 mm nad lustrem oleju. W smarowaniu obiegowym olej musi być doprowadzany w ilości 3 do 8 cm³/h na każdy obieg kulek.

Rys. 4.32 przedstawia charakterystykę mechanizmu śrubowo-tocznego z i bez chłodzenia wymuszonego. Chłodzenie wymuszone odbywa się przez śrubę wydrążoną lub przez wydajniejsze chłodzenie nakrętki z gwintem kulowym (typy chłodzenia HIWIN - patrz str.142 i dalsze).

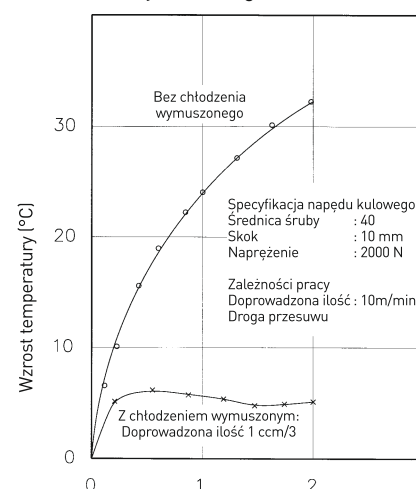
Rys. 4.30 Związek między wzrostem temperatury w nakrętce z gwintem kulowym a momentem tarcia przy naprężeniu wstępnym



Rys. 4.31 Wpływ lepkości smaru na moment tarcia



Rys. 4.32 Charakterystyka temperaturowa śrub z lub bez chłodzenia wymuszonego



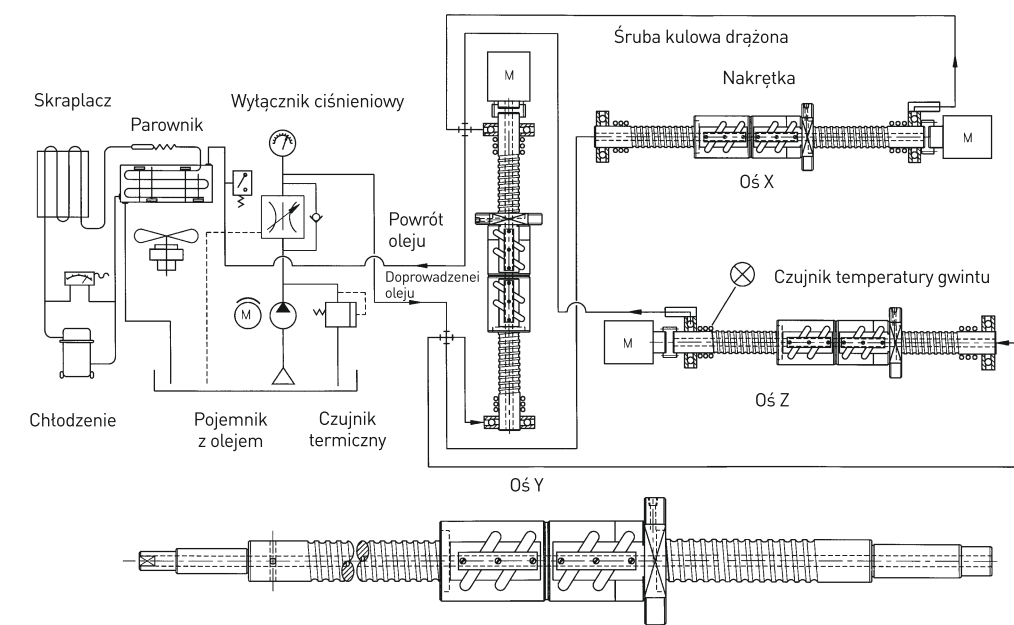
Mechanizmy śrubowo-toczne

Właściwości i dobór

Tabela 4.14 Zalecenia dotyczące kontroli i uzupełniania smaru

Metoda smarowania	Zalecenia dotyczące kontroli i uzupełniania oleju
Olej	Kontrola oleju pod kątem poziomu i zanieczyszczeń - 1 raz w tygodniu Jeśli stwierdzi się zanieczyszczenia, wymienić olej.
Smar	Kontrola smaru pod kątem zanieczyszczeń - co dwa/trzy miesiące. Jeśli stwierdzi się zanieczyszczenia, wymienić smar. W każdym przypadku zaleca się coroczną wymianę smaru.

Rys. 4.33 Obrabiarki wysokoprecyzyjne z wydrążonym mechanizmem śrubowo-tocznym



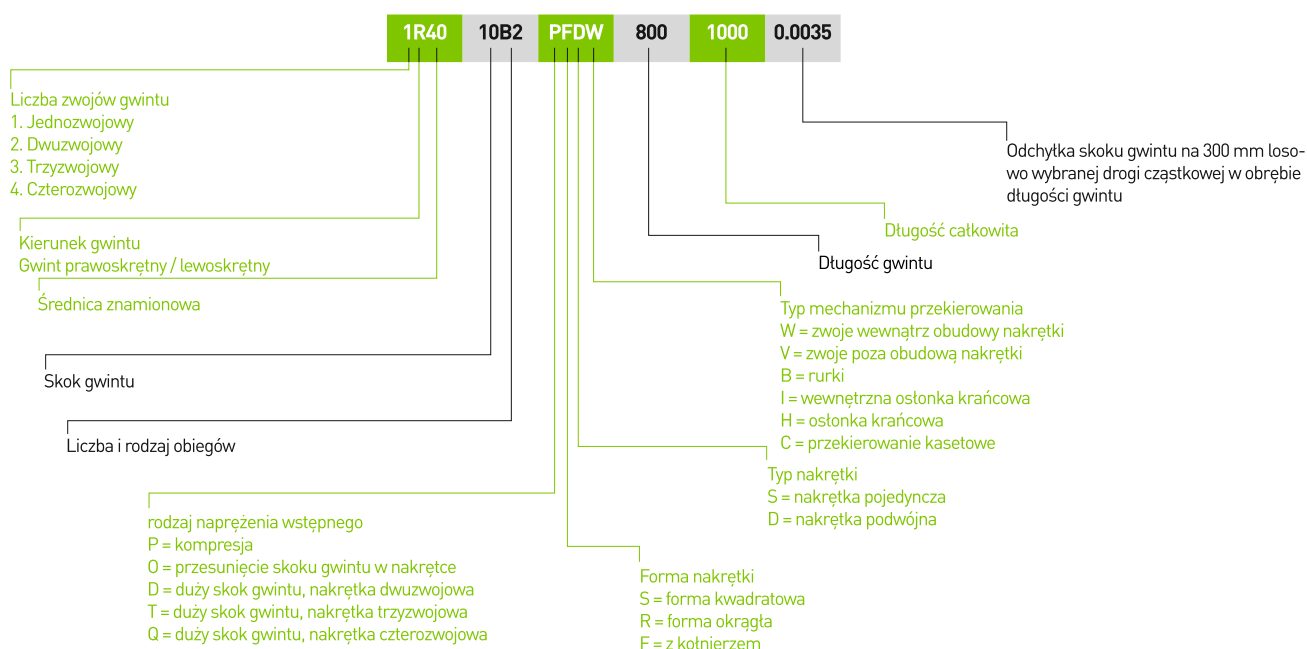
5. Wzory obliczeń

Produkcja mechanizmów śrubowo-tocznych HIWIN odbywa się zgodnie z rysunkami lub specyfikacjami klienta. Prosimy o dokładne zapoznanie się z poniższymi informacjami; odgrywają one istotną rolę przy produkcji mechanizmów śrubowo-tocznych.

1. Średnica znamionowa
2. Skok gwintu
3. Całkowita długość gwintu
4. Typ czopa tożyskowego
5. Typ nakrętki z gwintem kulowym
6. Klasa dokładności (odchyłka skoku gwintu, tolerancje)
7. Robocza prędkość obrotowa
8. Maksymalne obciążenie statyczne, obciążenie robocze, moment tarcia przy naprężeniu wstępnym
9. Wymogi bezpieczeństwa dla nakrętek z gwintem kolistym
10. Pozycja otworów smarowniczych

5.1 Kody katalogowe HIWIN

Mechanizmy śrubowo-toczne HIWIN są oznaczone poniższymi kodami:



5.1.1 Liczba zwojów gwintu nośnego

A: 1,5, B: 2,5, C: 3,5
 A2: 1,5 x 2
 B2: 2,5 x 2
 C1: 3,5 x 1
 T3: 3
 T4: 4
 T5: 5
 T6: 6

S1: 1,8 x 1
 S2: 1,8 x 2
 S4: 1,8 x 4
 U1: 2,8 x 1
 U2: 2,8 x 2
 V1: 0,7 x 2
 K1: 1
 :
 K6: 6

Wskazówka!

1. Różne średnice i skoki gwintów na zapytanie.
2. Standardowo gwint prawoskrętny, gwint lewoskrętny na zapytanie.
3. Większe długości na zapytanie.
4. Pełny formularz zapytaniowy na stronach 164 – 165 lub po konsultacji z HIWIN.

W wersjach zgodnych z DIN 69051 prosimy o naniesienie adnotacji „DIN”.