

*** Definicja nośności dynamicznej**

Niezmiennie pod względem wielkości i kierunku obciążenie promieniowe, jakie teoretycznie może przejąć liniowe łożysko toczne dla nominalnej żywotności przy pokonywaniu odcinka 10^5 m ($100\ 000$ m = 100 km)

*** Definicja nośności statycznej**

Obciążenie statyczne w kierunku obciążenia, odpowiadające 4200 MPa obliczonego obciążenia w środkowym punkcie najbardziej obciążonego miejsca styczności między elementem tocznym a bieżnią (szyną) przy powierzchni styczności $\leq 0,52$.

*** Definicja żywotności nominalnej**

Obliczeniowa żywotność, jaką można uzyskać na 90% prawdopodobieństwa w przypadku pojedynczego łożyska tocznego lub grupy łożysk tocznych, pracujących w warunkach, które w oczywisty sposób można uznać za takie same, jeśli łożyska wykonane są z materiału o normalnej jakości, powszechnie dzisiaj stosowanego, w przeciętnych warunkach eksploatacyjnych

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \cdot 10^5$$

$$L_h = \frac{L}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60}$$

L = nominalna żywotność (m)

L_h = nominalna żywotność (h)

C = nośność dynamiczna (N)

F = obciążenie równoważne (N)

s = długość posuwu (m)

n = częstotliwość posuwów (posuwu podwójne) (m^{-1})

Procedura obliczeniowa wg Thomson

W materiałach producenta zawarte są trzy typowe konfiguracje i toki obliczeniowe. Obliczenia dzieli się na określenie sił pionowych oraz poziomych.

Należy użyć odpowiedniej konfiguracji, aby określić poziome i pionowe obciążenia wózków, o ile takie występują, wybrać spośród konfiguracji największe obciążenia wózków siłą poziomą F_H i siłą pionową F_V , oraz na ich podstawie obliczyć obciążenie zastępcze F_{EQ} .

Przyjęte oznaczenia

d_0 = odległość między osiami symetrii wózków (mm)

d_1 = odległość między osiami symetrii szyn (mm)

d_2 = odległość między 1szą osią symetrii stołu a punktem przyłożenia siły L (mm)

d_3 = odległość między 2gą osią symetrii stołu a punktem przyłożenia siły L (mm)

W = obciążenie całkowite (masa detalu + obciążenia z wrzeciona) (N)

F_N = obciążenie wózka (N=1,2,3,4)

Przypadek 1 Dla obciążenia pionowego V przyłożonego na powierzchni stołu (punkt L)

$$W := 23000\text{N}$$

$$d_0 := 500\text{-mm} \quad d_1 := 240\text{-mm}$$

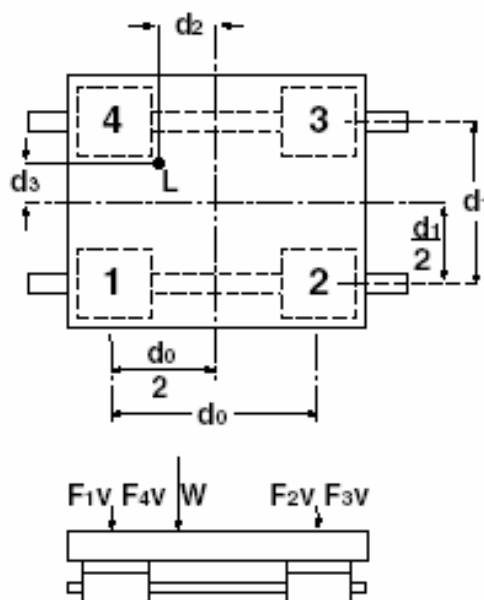
$$d_2 := 200\text{-mm} \quad d_3 := 60\text{-mm}$$

$$F_1 := \frac{W}{4} + \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) - \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right) \quad F_1 = 7.48 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_2 := \frac{W}{4} - \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) - \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right) \quad F_2 = -1.73 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_3 := \frac{W}{4} - \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) + \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right) \quad F_3 = 4.03 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_4 := \frac{W}{4} + \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) + \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right) \quad F_4 = 1.32 \cdot 10^4 \text{ N}$$



Przypadek 2 Dla obciążenia pionowego V przyłożonego poza powierzchnią stołu (punkt W)

$$W := 23000\text{N}$$

$$d_0 := 500\text{-mm} \quad d_1 := 240\text{-mm}$$

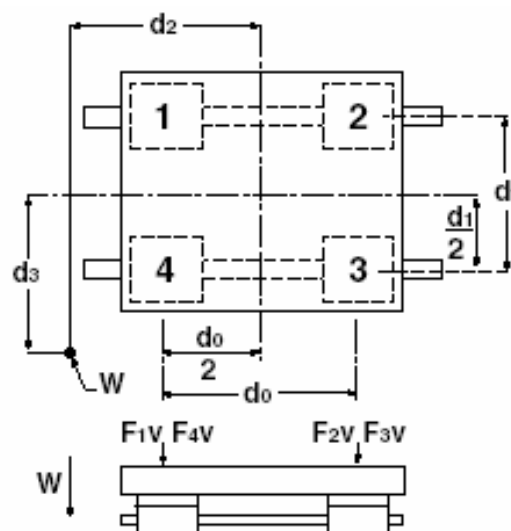
$$d_2 := 340\text{-mm} \quad d_3 := 180\text{-mm}$$

$$F_1 := \frac{W}{4} + \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) - \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right) \quad F_1 = 4.95 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_2 := \frac{W}{4} - \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) - \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right) \quad F_2 = -1.07 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F_3 := \frac{W}{4} - \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) + \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right) \quad F_3 = 6.55 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_4 := \frac{W}{4} + \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \right) + \left(\frac{W}{2} \cdot \frac{d_3}{d_1} \right) \quad F_4 = 2.22 \cdot 10^4 \text{ N}$$



Największe obciążenie działające na wózek wystąpiło w przypadku 2-gim i wynosiło

$$F_4 = 22\,200 \text{ [N]}$$

Na podstawie obliczonego obciążenia dobrano wózek prowadnicowy serii AA o rozmiarze 30, nośności statycznej $C_0 = 37\,000 \text{ N}$, nośności dynamicznej $C = 24\,800 \text{ N}$

Size	C(@100km)	C_0	kg	kg/m
15	6 000 (1,350)	13 500 (3,030)	0,23	1,4
20	13 000 (2,990)	21 000 (4,720)	0,55	2,4
25	18 200 (4,100)	28 000 (6,290)	0,75	3,2
30	24 800 (5,600)	37 000 (8,320)	1,30	5,0
35	32 000 (7,200)	47 000 (10,550)	1,85	6,8
45	52 500 (11,800)	76 000 (17,100)	3,40	10,5
55	77 000 (17,300)	107 000 (24,050)	5,65	16,2

Obliczona żywotność L_{obl} [m] dla dobranego zespołu

$$C := 24800 \text{ N} \quad L_r := 100 \text{ km} \quad n := 3$$

$$L_{obl} := \left(\frac{C}{F_{QN}} \right)^n \cdot L_r \quad L_{obl} = 139.411 \text{ km}$$

C – nośność dynamiczna [N]

L_r – nominalna żywotność [m] (wg producenta 100 000 m)

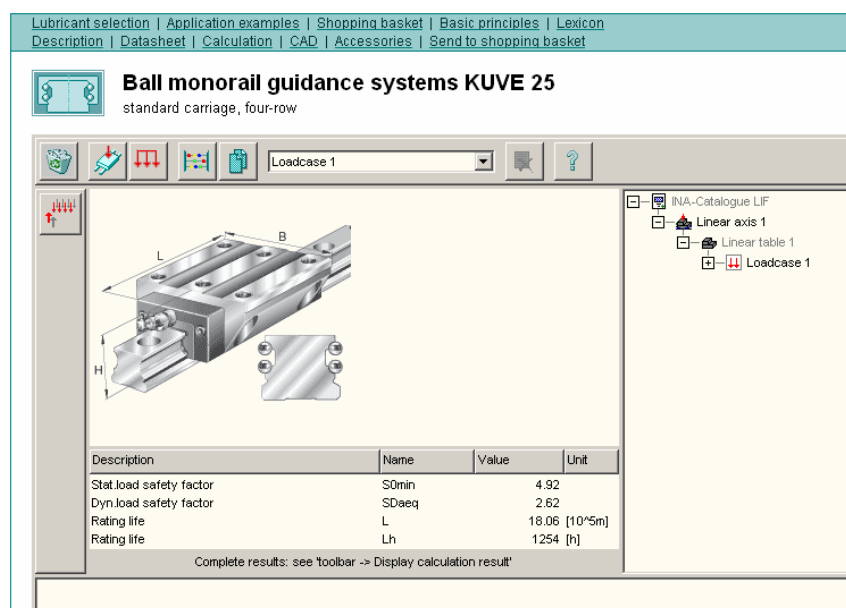
n – współczynnik: 3 dla prowadnic kulkowych, 10/3 dla prowadnic wałeczkowych

Procedura obliczeniowa wg INA

Procedurę doboru elementów liniowych firmy INA nie można porównać do żadnej z pozostałych.

Na stronach oraz na załącznikach CD dostarczanych razem z katalogami są dostępne tzw. kalkulatory, które w kolejnych oknach należy „nakarmić” danymi odnośnie geometrii, obciążeń, warunków pracy, a wynikiem jest pozytywny albo negatywny wynik przeprowadzonego obliczenia.

Kalkulator uruchomiono po wstępnym dobraniu wózka prowadnicowego kulkowego typu KUVE25 na podstawie obciążenie takiego jak w poprzednich przypadkach czyli obciążeń pochodzących wrzeczona w trzech osiach 15 000 N i ciężaru ładunku na stole 800kg. Prowadnice mają pracować w układzie poziomym.



Rys. Okno początkowe kalkulatora INA

Wyniki z kalkulatora generowane automatycznie w postaci pliku tekstowego:

Element location

Centre dist. elements on guideway	a	500.0	[mm]
Centre distance between guideways	c	240.0	[mm]

Drive position:

y	distance of the drive from the COS	lay	60.000	[mm]
z	distance of the drive from the COS	laz	200.000	[mm]

Loads Loadcase 1

Des	x	y	z	Fx	Fy	Fz
	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]	[N]
Pointload 1	60.0	200.0	200.0	15000.00	15000.00	15000.00

Loads Loadcase 1

Des	m	a	direct
	[kg]	[m/s ²]	
Pointload 1	800.000	0.000	z-direction

Results

Summary of the loads on the main system

Des	Fy	Fz	Mx	My	Mz	q	v
	[N]	[N]	[N m]	[N m]	[N m]	[%]	[m/min]
Loadcase 1	15000.00	15000.00	0.00	-900.00	-1200.00	100.000	24.00

Results of the maximum loaded element

Name of the element	KUVE25 V1		
Maximum loaded element	maxE	1	
Dyn.load safety factor	SDaeq	2.62	
Stat.load safety factor	S0min	4.92	
Rating life	L	18.06	[10 ⁴ m]
Rating life	Lh	1254	[h]

Dla podanych obciążeń oraz warunków pracy wynik obliczeń jest pozytywny. Przy założonych obciążeniach wózek powinien wytrzymać wg producenta 180 km przy założeniu 100 km wg jego nośności katalogowych .
typ KUVE 25

mw	0,71 kg	Mass of carriage
ms	2,7 kg/m	Mass of guideway
C	17900 N	Basic load ratings
Co	37000 N	Basic load ratings
M0x	510 Nm	Moment rating
M0y	395 Nm	Moment rating
M0z	395 Nm	Moment rating

Procedura obliczeniowa wg Nippon Bearing

Procedura obliczeniowa jest dokładnie taka sama jak dla producenta Thomson, różnica występuje jedynie w oznaczeniach.

Przyjęte oznaczenia

Y = odległość między osiami symetrii wózków (mm)

X = odległość między osiami symetrii szyn (mm)

y_0 = odległość między 1szą osią symetrii stołu a punktem przyłożenia siły L (mm)

x_0 = odległość między 2gą osią symetrii stołu a punktem przyłożenia siły L (mm)

W = obciążenie całkowite (masa detalu + obciążenia z wrzeciona) (N)

P_N = obciążenie wózka ($N=1,2,3,4$)

Przypadek 1

Dla obciążenia pionowego przyłożonego na powierzchni stołu

$$X := 500\text{-mm} \quad Y := 240\text{-mm}$$

$$x_0 := 200\text{-mm} \quad y_0 := 60\text{-mm}$$

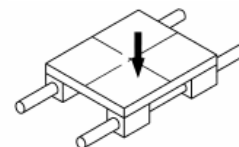
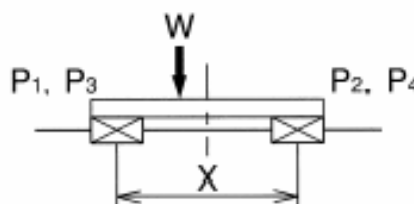
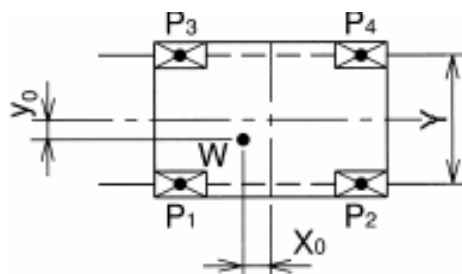
$$W := 23000\text{N}$$

$$P_1 := \frac{1}{4} \cdot W + \frac{x_0}{2 \cdot X} \cdot W + \frac{y_0}{2 \cdot Y} \cdot W \quad P_1 = 1.32 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$P_2 := \frac{1}{4} \cdot W - \frac{x_0}{2 \cdot X} \cdot W + \frac{y_0}{2 \cdot Y} \cdot W \quad P_2 = 4.03 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$P_3 := \frac{1}{4} \cdot W + \frac{x_0}{2 \cdot X} \cdot W - \frac{y_0}{2 \cdot Y} \cdot W \quad P_3 = 7.48 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$P_4 := \frac{1}{4} \cdot W - \frac{x_0}{2 \cdot X} \cdot W - \frac{y_0}{2 \cdot Y} \cdot W \quad P_4 = -1.73 \cdot 10^3 \text{ N}$$



Przypadek 2

Dla obciążenia pionowego przyłożonego poza powierzchnią stołu

$$X := 500\text{-mm} \quad Y := 240\text{-mm}$$

$$x_0 := 340\text{-mm} \quad y_0 := 180\text{-mm}$$

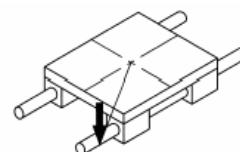
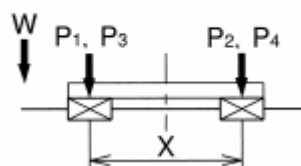
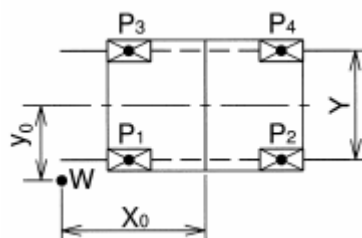
$$W := 23000\text{N}$$

$$P_1 := \frac{1}{4} \cdot W + \frac{x_0}{2 \cdot X} \cdot W + \frac{y_0}{2 \cdot Y} \cdot W \quad P_1 = 2.22 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$P_2 := \frac{1}{4} \cdot W - \frac{x_0}{2 \cdot X} \cdot W + \frac{y_0}{2 \cdot Y} \cdot W \quad P_2 = 6.55 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$P_3 := \frac{1}{4} \cdot W + \frac{x_0}{2 \cdot X} \cdot W - \frac{y_0}{2 \cdot Y} \cdot W \quad P_3 = 4.95 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$P_4 := \frac{1}{4} \cdot W - \frac{x_0}{2 \cdot X} \cdot W - \frac{y_0}{2 \cdot Y} \cdot W \quad P_4 = -1.07 \cdot 10^4 \text{ N}$$



Największe obciążenie działające na wózek wystąpiło w przypadku 2-gim i wynosiło

$$P_1 = 22\,200 \text{ [N]}$$

Na podstawie obliczonego obciążenia, dobrano wózek prowadnicowy serii SGL-TE o rozmiarze 30, nośności statycznej $C_0 = 39\,700 \text{ N}$, nośności dynamicznej $C = 23\,500 \text{ N}$

part number	assembly dimensions		basic load rating		mass		size
	H mm	W mm	dynamic C kN	static Co kg	block kg	guide rail kg/m	
SGL15TE SGL15TE-D	24	18.5	8.6	14.2	0.2	1.3	15
SGL20TE	28	19.5	12.7	21.6	0.3	2.1	20
SGL25TE	33	25	20.1	34.3	0.6	3.0	25
SGL30TE	42	31	23.5	39.7	1.0	4.6	30
SGL35TE	48	33	37.7	61.3	1.5	6.2	35

Obliczona żywotność L_{obl} [m] dla dobranego zespołu

C – nośność dynamiczna [N]

P – obciążenie zewnętrzne [N]

f_w – współczynnik obciążenia (dla posuwów do 60 m/min $f_w = 1.5 \div 2$)

f_t – współczynnik wpływu temperatury (do temp 100°C $f_t = 1$)

$$C := 23500 \text{ N} \quad P_1 = 2.22 \cdot 10^4 \text{ N} \quad f_t := 1 \quad f_w := 2$$

$$L_{obl} := \left(\frac{f_t \cdot C}{f_w \cdot P_1} \right)^3 \cdot 50 \quad L_{obl} = 111.3 \text{ km}$$

Procedura obliczeniowa wg Mannesman Rexroth

Niestety firma Mannesman Rexroth w ogólnodostępnych materiałach reklamowych swoich produktów, w swoich katalogach jak i stronie internetowej nie zamieściła procedury doboru elementów prowadnicowych. Jako dane do doboru konkretnego elementu mogą służyć jedynie nośności dynamiczne, i tak też postąpiono dobierając wózek prowadnicowy o standardowej szerokości typ 1651

Przyjęto najbardziej niekorzystne obciążenie dla jednego wózka, bezpośrednio równe maksymalnemu obciążeniu układu wózków mogącego wystąpić wzdłuż osi pionowej.

W osi pionowej OZ maksymalne obciążenie wyniesie siły F_z z wrzeciona oraz obciążenia stołu roboczego G :

$$F = F_z + G = 23\ 000\text{N}$$

Size	Mass (kg)	Load capacities (N)		Moments (Nm)			
		C dyn.	C ₀ stat.	M _t dyn.	M _{t0} stat.	M _L dyn.	M _{L0} stat.
15	0.23	7 800	13 500	74	130	40	71
20	0.55	18 800	24 400	240	310	130	165
25	0.70	22 800	30 400	320	430	180	240
30	1.10	31 700	41 300	540	720	290	380
35	1.75	41 900	54 000	890	1 160	440	565
45	3.15	68 100	85 700	1 830	2 310	890	1 130
55	5.20	98 200	121 400	3 100	3 860	1 540	1 905
65	10.25	160 000	192 700	6 300	7 610	3 160	3 815

$$C := 22800\text{N} \quad F := 23000\text{N}$$

$$L := \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot 10^5 \quad L = 9.741 \cdot 10^4 \text{ m}$$

Dla założonej przez producenta trwałości 100 km otrzymana wartość 97,4 km jest zadowalająca.

Porównanie wyników procedur doboru elementów liniowych wg katalogów trzech producentów

producent	THOMSON	NIPPON BEARING	INA	MANNESMAN REXROTH
typ	AA	SGL-TE	KUVE	1651
rozmiar	30	30	25	25
C₀ = nośności statyczna	C ₀ = 37 000 N	C ₀ = 39 700 N	C ₀ = 37 000 N	C ₀ = 30 400 N
C = nośności dynamiczna	C = 24 800 N	C = 23 500 N	C = 17 900 N	C = 22 800 N

Dostrzec można, iż pomimo próby doboru elementu prowadnicowego tocznego w postaci wózka prowadnicowego kulkowego o „standartowych” rozmiarach i podobnym przeznaczeniu, że zalecane procedury obliczeń prowadzą do różnych wyników.

Tłumaczyć to można różnicą w rozwiązaniach konstrukcyjnych wózków, bądź różnicą w procedurach obliczeniowych.