

Projekt 1

Temat nr MSL-25

Moduł stolika liniowego

Założenia konstrukcyjne

Wykonał: **Jan Waga gr. MT-132 (B)**
Prowadzący: dr inż. Zbigniew Kuszczewicz

Spis treści

Założenia konstrukcyjne	1
Spis treści	2
1. Wprowadzenie	3
2. Wymagania techniczne	3
3. Obliczenia konstrukcyjne	4
Maksymalna długość separatora i prowadnic	4
Liczba oraz średnica kulek	4
Rzeczywista długość separatora	5
Analiza obciążeń elementów tocznych prowadnicy	5
Nacisk na elementy toczne	5
Tarcie T1	5
Opory ruchu Tz całej prowadnicy	5
Obciążenie siłą F_{n2} działającą w płaszczyźnie ruchu i prostopadłą do kierunku ruchu stolika	6
Tarcie T2	6
Opory ruchu Ty całej prowadnicy	6
Napięcie wstępne w prowadnicy	6
Składowa F_{nw} normalna do płaszczyzny	6
Tarcie T3	7
obl- obliczeniowy współczynnik tarcia	7
Całkowite opory ruchu spowodowane napięciem wstępnym	7
Całkowita siła oporów ruchu w prowadnicy	7
Maksymalna siła działająca na rząd kulek po jednej stronie prowadnicy	7
Maksymalna siła docisku pojedynczej kulki do płaszczyzny prowadnicy	7
Naciski powierzchniowe Hertza	8
Dobór materiałów	8
Minimalna siła potrzebna do przesuwu stolika	9
Wymagania sprężyny kasującej luz w połączeniu stolik-napęd	9
Siła początkowa sprężyny	9
Siła końcowa sprężyny	9
Robocza strzałka ugięcia	9
Siła miminalna	10
Obciążenie graniczne (P_g)	10
Założenie napięcia własnego (P_0)	10
Ugięcie końcowe (f_k)	10
Wydłużenie odpowiadające napięciu własnemu (f_0)	10
Całkowite wydłużenie (f)	10
Przyjęcie wartości wskaźnika średnicowego (w)	10
Współczynnik poprawkowy (k)	11
Dopuszczalne naprężenia styczne (k)	11
Średnica drutu (d)	11
Średnia średnica sprężyny (D)	11

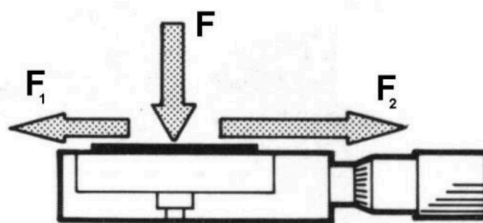
Liczba zwojów czynnych (zc)	11
Wyznaczenie długości (l _{0w}) części walcowej sprężyny nieobciążonej	11
Przyjęcie kształtu zakończeń sprężyny i wynikającej stąd długości obu zaczepów (Z)	12
Wyznaczenie długości (l ₀) sprężyny nieobciążonej	12
Wyznaczenie długości (l _k) sprężyny na końcu skoku roboczego	12
Wyznaczenie długości (l _p) sprężyny na początku skoku roboczego	12
Materiał na sprężynę	12
Naciski powierzchniowe GM – stopka	12
Wymiary GM Mitutoyo 150-804	13
Literatura	14

1. Wprowadzenie

Przedmiotem projektu jest moduł stolika liniowego z napędem ręcznym, służący do przemieszczania niewielkich elementów z wysoką dokładnością wzdłuż jednej osi. Łączenie modułów w pary lub trójki pozwala uzyskać ruch w 2 lub 3 osiach (X,Y, Z).

2. Wymagania techniczne

- Ruch liniowy (L) do 25 mm,
- wymiary ruchomego blatu (axb): 100 x 75 mm,
- możliwość mocowania elementów do powierzchni roboczej (blatu),
- przewidywane obciążenia:



$$F_1 = 10N, F = 10, F_2 = 10N$$

- możliwość mocowania MSL do podłoża a także połączenia dwóch jednakowych modułów, w celu zbudowania manipulatora XY,
- zastosować pryzmatyczną prowadnicę liniową,
- zastosować gotową głowicę mikrometryczną GM, dobraną z katalogu,
- zapewnić bezluzowe sprzęgnięcie zespołu napędowego (GM) i karetki w każdym przypadku obciążenia przez docisk obu zespołów siłą wystarczającą do

poprawnego działania modułu,

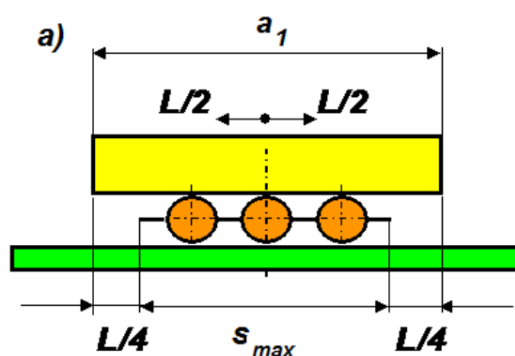
- dostosować projekt do przewidywanej wielkości produkcji od 50 do 500 sztuk rocznie,

- spełnić wymagania oczywiste: odporność na niewłaściwe użytkowanie, mały koszt, niewielkie wymiary i niewielki ciężar a także wygoda i bezpieczeństwo obsługi oraz napraw.

- dostosować mechanizm do pracy w pomieszczeniu w zakresie temperatur od +20°C do +30°C, przy niewielkim zapyleniu środowiska, itp.

3. Obliczenia konstrukcyjne

Maksymalna długość separatora i prowadnic



$$s_{max} = a - 0.5L = 100 - 0.5 \cdot 25 = 87,5 \text{ mm}$$

gdzie:

s_{max} – maksymalna długość separatora w mm

L – zakres ruchu stolika w mm

a – długość karetki w mm

Liczba oraz średnica kulek

$$n_k = (s - 2)/(d_k + 2) = (87.5 - 2)/(4 + 2) \approx 14$$

gdzie:

d_k – średnica kulki w mm

s – długość separatora w mm

Przyjęto 14 kulek o średnicach 4 mm.

Poniżej wyniki obliczeń dla pozostałych średnic:

d _k	n _k	n _k zaokr.
2.00	21.38	21.00
2.50	19.00	19.00
3.00	17.10	17.00
4.00	14.25	14.00
5.00	12.21	12.00

Rzeczywista długość separatora

$$s = (n_k - 1)(d_k + 2) + 2(0,5d_k + 2) = (14 - 1)(4 + 2) + 2(0,5 \cdot 4 + 2) = 86 \text{ mm}$$

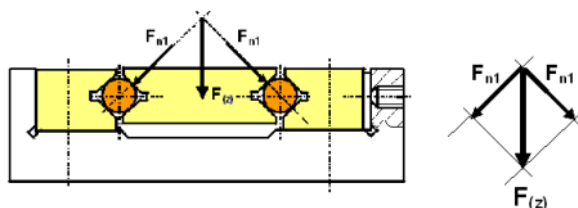
gdzie:

n_k – liczba kulek

d_k – średnica kulek mm

Analiza obciążeń elementów tocznych przewodnicy

Nacisk na elementy toczne



$$F_{n1} = \frac{1}{2} F \sqrt{2} = \frac{1}{2} 60 \sqrt{2} = 42,43 \text{ N}$$

Gdzie:

F_{n1} – siła naciskająca na elementy toczne w N

F – wymagane obciążenie w N

Tarcie T_1

$$T_1 = \mu_{obl} F_{n1} = 0,03 \cdot 42,43 = 1,27 \text{ N}$$

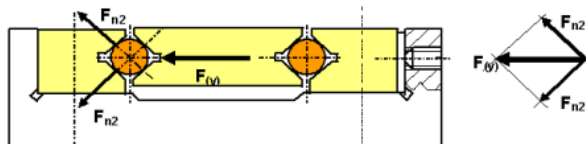
Gdzie:

μ_{obl} – obliczeniowy współczynnik tarcia

Opory ruchu T_z całej przewodnicy

$$T_z = 2T_1 = 2 \cdot 1,27 = 2,55 \text{ N}$$

Obciążenie siłą F_{n2} działającą w płaszczyźnie ruchu i prostopadłą do kierunku ruchu stolika



$$F_{n2} = \frac{1}{2} F \sqrt{2} = \frac{1}{2} 60 \sqrt{2} = 42,43 \text{ N}$$

Tarcie T_2

$$T_2 = \mu_{obl} F_{n2} = 0,03 \cdot 42,43 = 1,27 \text{ N}$$

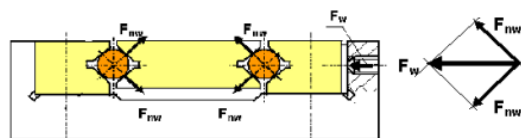
Gdzie:

μ_{obl} – obliczeniowy współczynnik tarcia

Opory ruchu T_y całej przewodnicy

$$T_y = 2T_2 = 2 \cdot 1,27 = 2,55 \text{ N}$$

Napięcie wstępne w przewodnicy



$$F_w = kF = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ N}$$

Gdzie:

k – współczynnik (0,4 – 0,5)

Składowa F_{nw} normalna do płaszczyzny

$$F_{nw} = \frac{F_w \sqrt{2}}{2} = \frac{30 \cdot \sqrt{2}}{2} = 21,21 \text{ N}$$

Gdzie:

F_w – napięcie wstępne w N

Tarcie T_3

$$T_3 = \mu_{obl} F_{nw} = 0,03 \cdot 21,21 = 0,64 \text{ N}$$

Gdzie:

μ_{obl} – obliczeniowy współczynnik tarcia

Całkowite opory ruchu spowodowane napięciem wstępnym

$$T_w = 4T_3 = 4 \cdot 0,64 \text{ N}$$

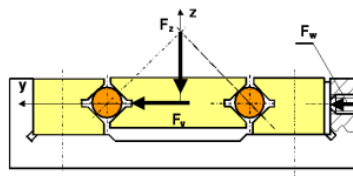
Całkowita siła oporów ruchu w prowadnicy

$$T_c = T_{(z,y)} + T_w = 2,55 + 2,55 = 5,09 \text{ N}$$

Gdzie:

$T_{(z,y)}$ – obciążenie siłą F_z lub siłą F_y w N

Maksymalna siła działająca na rząd kulek po jednej stronie prowadnicy



$$F_{\Sigma max} = F_{n1} + F_{nw} = 42,43 + 21,21 = 63,64 \text{ N}$$

Maksymalna siła docisku pojedynczej kulki do płaszczyzny prowadnicy

$$F_{jmax} = \frac{F_{\Sigma max}}{n} = \frac{63,64}{14,25} = 4,47 \text{ N}$$

Naciski powierzchniowe Hertza

$$p_{Hmax} = 0,578 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{jmax}}{r^2[(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2]^2}} =$$

$$= 0,578 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,47}{2^2[(1-0,3^2)/210\,000 + (1-0,3)/210\,000]^2}} = 1386,74 \text{ MPa}$$

gdzie:

- F_{jmax}** - siła docisku pojedynczej kulki, prostopadła do powierzchni prowadnicy, wyrażona w N,
r - promień kulki, w mm,
ν₁, ν₂ - liczba Poissona, dla stali ν₁ = ν₂ = 0,3
E₁, E₂ - moduł sprężystości wzdłużnej materiału prowadnicy i kulki, dla stalowej kulki i stalowej prowadnicy: E₁ = E₂ = 2,1·10⁵ MPa

Wyniki obliczeń nacisków dla pozostałych średnic kulek:

d_k	n_k	n_k zaokr.	S	F_summax	F_jmax	p_Hmax
2.00	21.38	21.00	86.00	63.64	2.98	1923.02
2.50	19.00	19.00	87.50		3.35	1723.57
3.00	17.10	17.00	87.00		3.72	1580.86
4.00	14.25	14.00	86.00		4.47	1386.74
5.00	12.21	12.00	86.00		5.21	1258.07

Dobór materiałów

Po zastosowaniu kryterium wytrzymałościowego na prowadnicę wybrano stal niestopową C55 ulepszoną cieplnie do 52-55 HRC.

Na elementy toczne wybrano stal łożyskową 100Cr6.

Minimalna siła potrzebna do przesuwu stolika

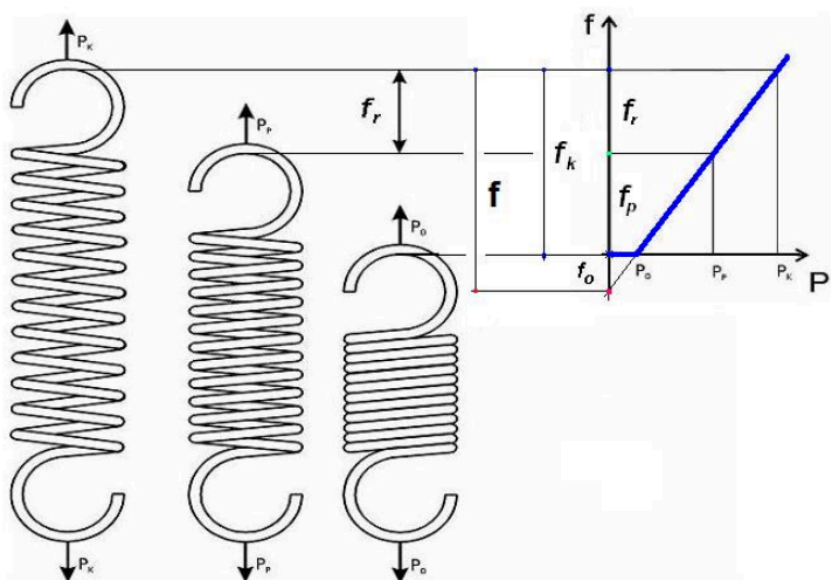
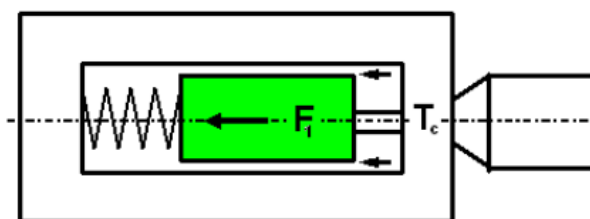
$$P_{min} = (T_c + F_1) = (5,09 + 10) = 15,09 \text{ N}$$

gdzie:

T_c – suma oporów ruchu w N

F_1 – obciążenie zgodne z wymaganiami w N

Wymagania sprężyny kasującej luz w połączeniu stolik-napęd



Siła początkowa sprężyny

$$P_p = 1,5 \cdot P_{min} = 1,5 \cdot 15,09 \approx 22,64 \text{ N}$$

Siła końcowa sprężyny

$$P_k = 2 \cdot P_p = 2 \cdot 22,64 = 45,28 \text{ N}$$

Robocza strzałka ugięcia

$$f_r = L = 25 \text{ mm}$$

Siła minimalna

$$P_{min} = F_1 + T_c$$

Gdzie:

F_1 – obciążenie zgodne w wymaganiami w N

T_c – całkowity opór ruchu w N

Obciążenie graniczne (P_g)

$$P_g = \frac{P_k}{1-\delta} = \frac{45,27}{1-0,10} = 50,30 \text{ N}$$

Gdzie:

δ – współczynnik obciążenia granicznego

Założenie napięcia własnego (P_0)

$$P_0 = (0,25)(P_g) = (0,25)(50,30) = 12,58 \text{ N}$$

Ugięcie końcowe (f_k)

$$f_k = f_r \left(\frac{P_k - P_0}{P_k - P_p} \right) = 25 \left(\frac{45,27 - 12,58}{45,27 - 22,64} \right) = 36,11 \text{ mm}$$

Wydłużenie odpowiadające napięciu własnemu (f_0)

$$f_0 = \frac{f_r P_0}{P_k - P_p} = \frac{25 \cdot 12,58}{45,27 - 22,64} = 13,89 \text{ mm}$$

Całkowite wydłużenie (f)

$$f = f_k + f_0 = 36,11 + 13,89 = 50 \text{ mm}$$

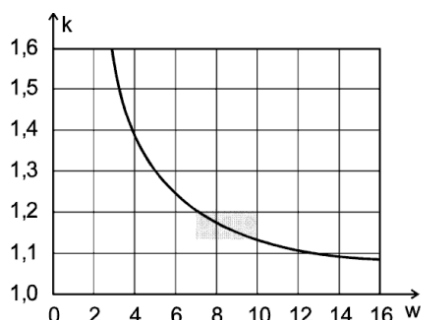
Przyjęcie wartości wskaźnika średnicowego (w)

$$w = \frac{D}{d} = 8$$

(Przyjęto zgodnie z zaleceniem z przedziału 7-10)

Współczynnik poprawkowy (k)

$$k = 1 + \frac{5}{4} \left(\frac{1}{w}\right) + \frac{7}{8} \left(\frac{1}{w}\right)^2 + \left(\frac{1}{w}\right)^3 = 1 + \frac{5}{4} \left(\frac{1}{8}\right) + \frac{7}{8} \left(\frac{1}{8}\right)^2 + \left(\frac{1}{8}\right)^3 = 1,17$$



Wykres zależności współczynnika poprawkowego (k) od wskaźnika średnicowego sprężyny (w)

Dopuszczalne naprężenia styczne (τ_k)

Przyjęto wartość $\tau_k = 800$ MPa zgodnie z zalecanym zakresem (600-1000 MPa).

Średnica drutu (d)

$$d' = \sqrt{\frac{8P_k w k}{\pi \tau_k}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 45,27 \cdot 8 \cdot 1,17}{\pi \cdot 800}} = 1,16 \approx 1,20 \text{ mm}$$

Zaokrąglono w górę do znormalizowanej średnicy:

0,12	0,14	0,16	0,18
0,20	0,22	0,25	0,28
0,30	0,32	0,34	0,36
0,38	0,40	0,43	0,45
0,48	0,50	0,53	0,56
0,60	0,63	0,65	0,70
0,75	0,80	0,85	0,90
0,95	1,00	1,05	1,10
1,20	1,25	1,30	1,40
1,50	1,60	1,70	1,80
1,90	2,00	2,10	2,25
2,40	2,50	2,60	2,80

Znormalizowane średnice drutów sprężynowych [mm], wyciąg z normy PN-EN 10270-1:2004

Średnia średnica sprężyny (D)

$$D = w d = 8 \cdot 4 = 32 \text{ mm}$$

Liczba zwojów czynnych (z_c)

$$z_c = \frac{G d f}{8 P_k w^3} = \frac{8000 \cdot 4 \cdot 50}{8 \cdot P_k \cdot 8^3} \approx 26$$

Wyznaczenie długości (l_{0w}) części walcowej sprężyny nieobciążonej

$$l_{0w} = z_c d = 1,2 \cdot 26 = 31,20 \text{ mm}$$

Przyjęcie kształtu zakończeń sprężyny i wynikającej stąd długości obu zaczepów (Z)

$$Z = D = 9,6 \text{ mm}$$

Wyznaczenie długości (l_0) sprężyny nieobciążonej

$$l_0 = l_{0w} + Z = 31,20 + 9,60 = 40,8 \text{ mm}$$

Wyznaczenie długości (l_k) sprężyny na końcu skoku roboczego

$$l_k = l_0 - f_0 + f = 40,8 - 13,89 + 50 = 76,91 \text{ mm}$$

Wyznaczenie długości (l_p) sprężyny na początku skoku roboczego

$$l_p = l_k - f_r = 76,91 - 25 = 51,91 \text{ mm}$$

Materiał na sprężynę

Zgodnie z normą PN-EN 10270-2:2004, wybrano drut sprężynowy:
PN EN 10270-2 – VDSiCr – 1,20.

Naciski powierzchniowe GM – stopka

$$p_{Hmax} = 0,578 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_k + F_2}{r^2[(1-v_1^2)/E_1 + (1-v_2^2)/E_2]^2}} = 0,578 \cdot \sqrt[3]{\frac{45,27+10}{4^2[(1-0,3^2)/210\,000 + (1-0,17^2)/420\,000]^2}} = 2471,92 \text{ MPa}$$

Gdzie:

P_k – siła końcowa sprężyny w N

F_2 – obciążenie zgodne z wymaganiami w N

r – promień zakończenia GM

v_1, v_2 – liczba Poissona dla stali i węgla

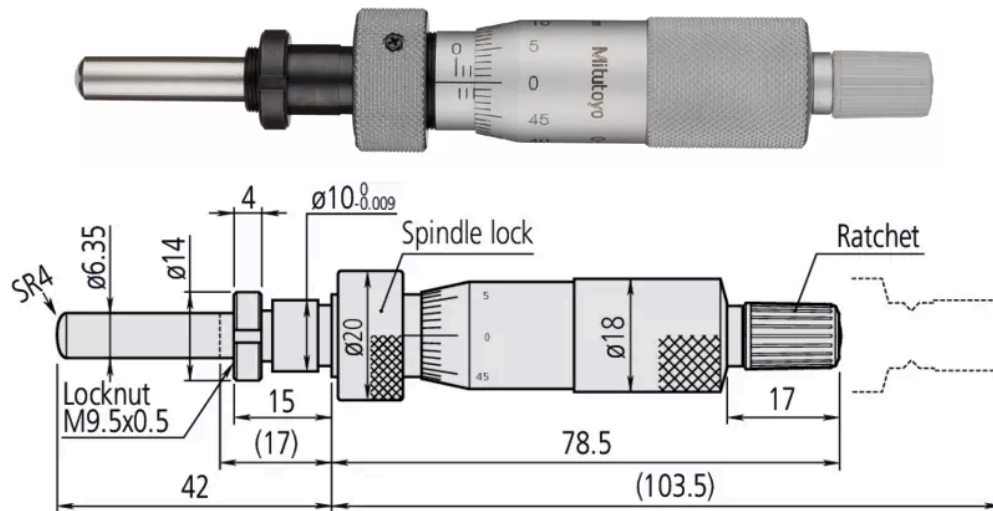
E_1, E_2 – moduł sprężystości wzdłużnej dla stali i węgla w MPa

Zgodnie z zaleceniem prowadzącego nie uwzględniono ponownie tarcia we wzorze na F_k gdyż zostało ono uwzględnione przy obliczeniach wymagań sprężyny.

Wartość p_{Hmax} pozwala na skojarzenia węgliku ze stalą łożyskową. Zatem wałeczek stykający się z głowicą jest wykonany ze stali łożyskowej, a sferyczne zakończenie głowicy jest wykonane z węgliku.

Z katalogu Mitutoyo wybrano głowicę 150-804, ale można też użyć innej e.g. cyfrowej.

Wymiary GM Mitutoyo 150-804



Literatura

1. Oleksiuk W. red.: Konstrukcja przyrządów i urządzeń precyzyjnych. WNT, Warszawa 1996
2. PN-EN 10270-1:2011 - Drut stalowy na sprężyny mechaniczne -- Część 1: Drut sprężynowy ze stali niestopowej patentowany ciągniony na zimno
3. PN-EN 10270-2:2011 - Drut stalowy na sprężyny mechaniczne -- Część 2: Drut sprężynowy hartowany w oleju i odpuszczony
4. PN-EN 10270-3:2011 - Drut stalowy na sprężyny mechaniczne -- Część 3: Drut sprężynowy ze stali odpornej na korozję
5. Precyzyjna technika liniowa. Koszyki łożyskowe do prowadnic liniowych. Katalog Rollico 2007