

POLITECHNIKA WARSZAWSKA  
Podstawa Konstrukcji Zespołów Urządzeń Precyzyjnych  
Projekt 1  
**Stolik liniowy**  
Temat MSL-22

wykonała: Zuzanna Pamuła, MT134  
prowadzący: dr inż. Wiesław Mościcki

Październik 2020

# 1 Wprowadzenie

## 1.1 Zastosowanie

Moduł stolika liniowego (MSL) pozwala na dokładne pozycjonowanie elementów wzdłuż jednej osi w przyjętym zakresie ruchu. Napęd zapewniony jest poprzez głowicę mikrometryczną połączoną ze stolikiem. Projekt przewiduje także możliwość łączenia ze sobą modułów stolika w celu uzyskania manipulatora XY. Zespół dedykowany jest laboratoriom dydaktycznym oraz naukowym jako wyposażenie do pozycjonowania m.in. zwierciadeł, pryzmatów oraz innych układów optycznych i elementów wymagających dokładnej regulacji położenia na płaszczyźnie.

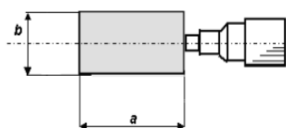
## 1.2 Wymagania techniczne

### 1.2.1 Wymagania ogólne

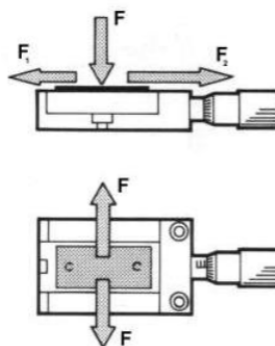
- Należy zapewnić możliwość mocowania elementów do powierzchni roboczej (blatu) stolika
- Należy przyjąć, że obciążenie stolika w danej chwili stanowią: zawsze jedna z sił  $F$  oraz dodatkowo siła  $F_1$  albo  $F_2$ , czyli obciążeniem stolika jest układ sił  $(F, F_1)$  lub  $(F, F_2)$
- Należy przewidzieć możliwość mocowania MSL do podłoża jak też połączenia dwóch jednakowych modułów, w celu zbudowania manipulatora XY
- Jako zespół napędowy zastosować gotową głowicę mikrometryczną GM, dobraną z katalogu
- Należy zapewnić bezluzowe sprzęgnięcie zespołu napędowego (GM) i karetki przez docisk obu zespołów, w każdym przypadku obciążenia, siłą wystarczającą do poprawnego działania modułu
- Przewidywana wielkość produkcji od 50 do 500 sztuk rocznie
- Urządzenie powinno spełniać wymagania oczywiste, jak: odporność na niewłaściwe użytkowanie, mały koszt, niewielkie wymiary i niewielki ciężar a także wygoda i bezpieczeństwo obsługi oraz napraw
- Mechanizm ma pracować w pomieszczeniu, zakresie temperatur od  $+20^\circ$  do  $+30^\circ$ , przy niewielkim zapyleniu środowiska, itp.

### 1.2.2 Dane indywidualne

- Zakres ruchu:  $20mm$
- Wymiary stolika:  $a = 75mm$ ,  $b = 75mm$
- Obciążenia:  $F = 55$ ,  $F_1 = 10$ ,  $F_2 = 20$
- Prowadnica umożliwiająca ruch liniowy karetki: "Jaskółczy ogon"



(a) Wymiary stolika



(b) Schemat obciążeń

Rysunek 1: Wymiary stolika i schemat obciążeń

## 2 Obliczenie długości separatora

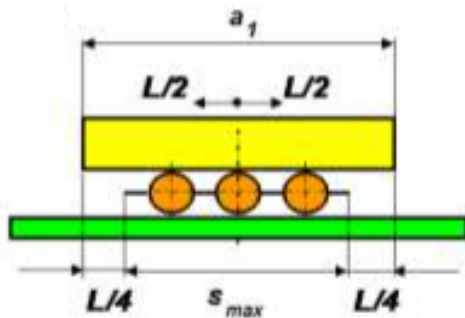
### 2.1 Wyznaczenie maksymalnej długości separatora $s_{max}$

Gdzie:

$a_1$  – długość karetki (przyjmujemy  $a_1 = a$ ) [mm]

$L$  – zakres ruchu liniowego stolika [mm]

$s_{max}$  – maksymalna długość separatora elementów tocznych [mm]



Wyznaczamy maksymalną długość separatora  $s_{max}$

$$s_{max} = a_1 - 0,5 \cdot L \quad (1)$$

$$s_{max} = 75 - 0,5 \cdot 20$$

$$s_{max} = 65 \text{ mm}$$

Rysunek 2: Maksymalna długość separatora

Rzeczywista długość separatora  $s$  powinna być możliwie bliska długości maksymalnej  $s_{max}$  lecz nie większa od niej.

### 2.2 Wyznaczenie maksymalnej liczby elementów tocznych dla prowadnicy typu ”jaskółczy ogon”

Gdzie:

$S = 10,0$

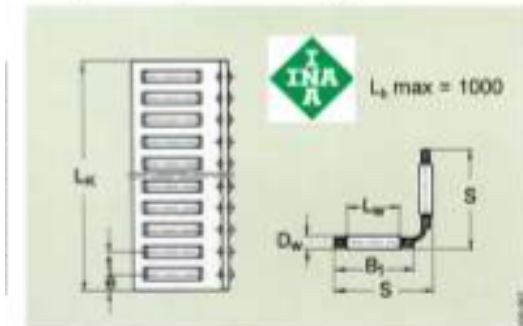
$B_1 = 8,0$

$D_w = 2,0$

$L_w = 4,8$

$t = 4,0$

$e = 3,0$



Stosujemy zespół handlowy w postaci koszyczka HW 10, np. firm INA, Rollico.

Rysunek 3: Kątowe koszyki łożyskowe HW 10

Wyznaczamy maksymalną liczbę elementów tocznych  $n_w$

$$L_k = (n_w - 1) \cdot t + 2e \quad (2)$$

$$n_w = \frac{L_k + t - 2e}{t}$$

Przyjmujemy  $L_k = s_{max}$

$$n_w = \frac{65 + 4 - 2 \cdot 3}{4}$$

$$n_w = 15$$

Korzystając ze wzoru (2) obliczamy rzeczywistą długość separatora  $s$  ( $L_k$ )

$$s = (n_w - 1) \cdot t + 2e$$

$$s = (15 - 1) \cdot 4 + 2 \cdot 3$$

$$s = 62 \text{ mm}$$

Rzeczywista długość separatora wynosi  $s = 62mm$ , więc nie przekracza maksymalnej długości separatora  $s_{max} = 65mm$ .

### 3 Analiza obciążeń elementów tocznych prowadnicy

Celem analizy obciążeń elementów tocznych prowadnicy jest wyznaczenie wartości maksymalnej siły  $F_{jmax}$  dociskającej pojedynczy element toczny do prowadnicy. Wartość siły jest niezbędna zarówno do wyznaczenia nacisków Herta jak też do doboru materiału na prowadnice.

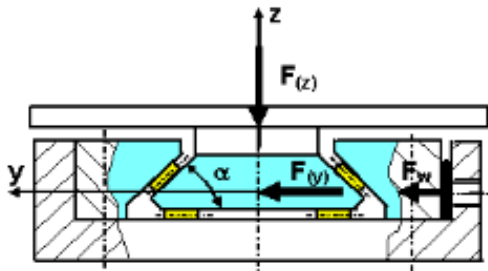
Gdzie:

$F_{(z)}$  - obciążenie prostopadłe do płaszczyzny ruchu stolika,  $F_{(z)} = F$

$F_{(y)}$  - obciążenie w płaszczyźnie środkowej stolika, prostopadłe do kierunku ruchu,  $F_{(y)} = F$ ;

$F_w$  - siła napięcia wstępnego w prowadnicy,  $F_w = k \cdot F$ , przy czym  $k = (0,4 \div 0,5)$ , przyjmuję  $k = 0,5$

$\alpha$  - kąt ostry prowadnicy,  $\alpha = 55^\circ$



Rysunek 4: Siły i obciążenia

Strukcyjnego. Kierunek i wartość obciążenia siłą  $F$  są zgodne z wymaganiami sformułowanymi w temacie projektu. Siła  $F$  w danej chwili działa tylko w jednym z kierunków ( $z$ ) lub ( $y$ ). Obciążenie każdą z sił:  $F_{(z)}$ ,  $F_{(y)}$ ,  $F_w$  wywołuje w prowadnicy siły tarcia a te dają w efekcie opory ruchu. Siły tarcia od poszczególnych sił oznaczmy odpowiednio:

$T_1$  - siła tarcia od obciążenia siłą  $F_{(z)}$ ,

$T_2$  - siła tarcia od obciążenia siłą  $F_{(y)}$ ,

$T_w$  - siła tarcia od napięcia wstępnego  $F_w$ .

Wpływ każdej z sił:  $F_{(z)}$ ,  $F_{(y)}$ ,  $F_w$  na obciążenie i opory ruchu w układzie prowadzenia zostanie rozpatrzony oddzielnie a następnie zgodnie z zasadą superpozycji skutki oddziaływania sił zostaną odpowiednio zsumowane.

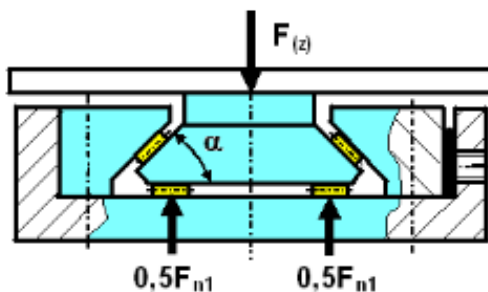
#### 3.1 Wyznaczanie siły napięcia wstępnego w prowadnicy

$$F_w = k \cdot F \quad (3)$$

$$F_w = 0,5 \cdot 55$$

$$F_w = 27,5N$$

#### 3.2 Wyznaczanie obciążenia siłą $F_{(z)}$ prostopadłą do płaszczyzny ruchu stolika



Rysunek 5: Obciążenie siłą  $F_{(z)}$

$$F_{n1} = F_z \quad (4)$$

$$F_{n1} = 55N$$

Skutkiem nacisku siły  $F_{n1}$  na elementy toczne jest siła tarcia. Całkowitą siłą tarcia  $T_1$  można obliczyć ze wzoru:

$$T_1 = \mu_{obl} \cdot F_{n1} \quad (5)$$

Gdzie:

$\mu_{obl}$  - obliczeniowy współczynnik tarcia dla łożyska tocznego walcowego, przyjmuję  $\mu_{obl} = 0,02$

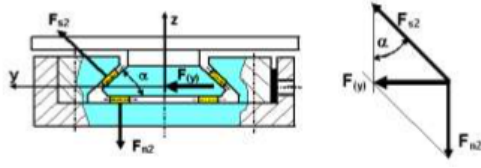
$$T_1 = 0,02 \cdot 55$$

$$T_1 = 1,1N$$

$$T_{(z)} = T_1 \quad (6)$$

$$T_{(z)} = 1,1N$$

### 3.3 Wyznaczanie obciążenia siłą $F_{(y)}$ działającą w płaszczyźnie ruchu i prostopadłą do kierunku ruchu stolika



Rysunek 6: Obciążenie siłą  $F_{(y)}$

$$F_{n2} = \frac{F_{(y)}}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (7)$$

$$F_{n2} = \frac{55}{1,4281}$$

$$F_{n2} \approx 39N$$

$$F_{s2} = \frac{F_{(y)}}{\sin \alpha} \quad (8)$$

$$F_{s2} = \frac{55}{0,8192}$$

$$F_{s2} \approx 67N$$

Wyznaczamy siłę tarcia  $T_2$ , która jest sumą sił tarcia pochodzących od składowych  $F_{n2}$  i  $F_{s2}$

$$T_2 = \mu_{obl} \cdot (F_{n2} + F_{s2}) \quad (9)$$

$$T_2 = 0,02 \cdot (39 + 67)$$

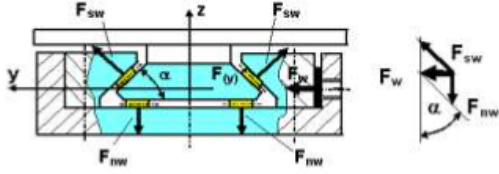
$$T_2 \approx 2N$$

Całkowite opory ruchu w prowadnicy wywołane obciążeniem  $F_{(y)}$ :

$$T_{(y)} = T_2 \quad (10)$$

$$T_{(y)} \approx 2N$$

### 3.4 Wyznaczanie obciążenia siłą napięcia wstępnego - $F_w$



Rysunek 7: Obciążenie siłą  $F_w$

$$F_{nw} = \frac{F_w}{\tan \alpha} \quad (11)$$

$$F_{nw} = \frac{27,5}{1,4281}$$

$$F_{nw} \approx 19N$$

$$F_{sw} = \frac{F_w}{\sin \alpha} \quad (12)$$

$$F_{sw} = \frac{27,5}{0,8192}$$

$$F_{sw} \approx 34N$$

Siła tarcia  $T_3$  po jednej stronie przewodnicy jest równa sumie oporów wywołanych dociskiem siłami  $F_{nw}$  i  $F_{sw}$ , wałeczków toczących się między płaszczyznami przewodnic:

$$T_3 = \mu_{obl} \cdot (F_{nw} + F_{sw}) \quad (13)$$

$$T_2 = 0,02 \cdot (19 + 34)$$

$$T_2 \approx 1N$$

Całkowite opory ruchu w przewodnicy wywołane obciążeniem  $F_{(w)}$ :

$$T_w = 2 \cdot T_3 \quad (14)$$

$$T_w \approx 2 \cdot 1$$

$$T_w \approx 2N$$

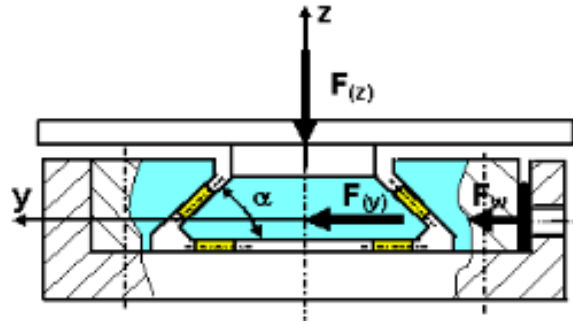
### 3.5 Wyznaczenie całkowitych oporów ruchu przewodnicy typu "jaskółczy ogon"

$$T_c = T_{(y)} + T_w \quad (15)$$

$$T_c = 2 + 2$$

$$T_c = 4N$$

### 3.6 Maksymalna siła $F_{\sum max}$ działająca na rząd $n$ wałeczków znajdujących się między dwiema płaszczyznami przewodnicy typu "jaskółczy ogon"



Rysunek 8: Maksymalna siła  $F_{\sum max}$

$$F_{\sum max} = F_{s2} + F_{sw} \quad (16)$$

$$F_{\sum max} = 67 + 34$$

$$F_{\sum max} = 101N$$

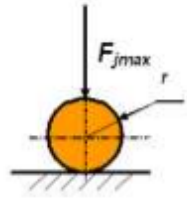
### 3.7 Maksymalna siła docisku - $F_{jmax}$ pojedynczego wałeczka do płaszczyzny przewodnicy

$$F_{jmax} = \frac{F_{\sum max}}{n} \quad (17)$$

$$F_{jmax} = \frac{101}{15}$$

$$F_{jmax} \approx 7N$$

## 4 Naciski powierzchniowe według wzorów Hertza



Rysunek 9: Siła docisku pojedynczego waleczka

$$P_{Hmax} = 0,564 \cdot \sqrt{\frac{F_{jmax}}{r \cdot l \cdot \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}\right)}} \quad (18)$$

Gdzie:

$F_{jmax}$  - siła docisku pojedynczego waleczka, prostopadła do powierzchni prowadnicy [N],  $F_{jmax} = 7N$

$r$  - promień waleczka [mm],  $r = 1mm$

$l$  - długość waleczka [mm],  $l = 4,8mm$

$v_1, v_2$  - liczba Poissona, dla stali:  $v_1, v_2 = 0,3$

$E_1, E_2$  - moduł sprężystości wzdłużnej materiału prowadnicy i kulki, dla stalowej kulki i stalowej prowadnicy:

$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  [MPa]

$$P_{Hmax} = 0,564 \cdot \sqrt{\frac{7}{1 \cdot 4,8 \cdot \left(\frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^5}\right)}} \\ P_{Hmax} \approx 227MPa$$

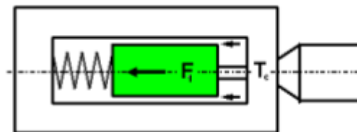
## 5 Wybór materiału na prowadnicę

$$P_{Hmax} = 227MPa < 1500MPa$$

Naciski Hertza są znacznie mniejsze niż 1500 MPa, dlatego jako materiał na prowadnicę została wybrana stal niestopowa np. C55 (55) ulepszana cieplnie do twardości około 52 HRC.

## 6 Wymagania dotyczące sprężyny powrotnej

Zadaniem sprężyny powrotnej jest zapewnienie styku między karetką a trzpieniem mikrometrycznej głowicy napędowej w warunkach pracy wynikających z zadanego tematu. Siła  $P_{min}$ , którą musi pokonać sprężyna powrotna, to suma zadanego, w wymaganiach technicznych, obciążenia  $F_1$  oraz całkowitych oporów ruchu  $T_c$  prowadnicy.



Rysunek 10: Siła  $P_{min}$ , którą musi pokonać sprężyna powrotna

$$P_{min} = F_1 + T_c \quad (19)$$

$$P_{min} = 10 + 4$$

$$P_{min} = 14F$$



Ze względu na pewność działania najmniejsza siła realizowana przez sprężynę w obszarze ruchu roboczego, tj. siła początkowa sprężyny  $P_p$  powinna być większa od siły  $P_{min}$  przynajmniej o 50

$$P_p = 1,6 \cdot P_{min} > 1,5 \cdot P_{min} \quad (20)$$

$$P_p = 1,6 \cdot 14$$

$$P_p = 23F$$

Wyznaczamy siłę końcową sprężyny  $P_k$ :

$$P_k = 1,6 \cdot P_p \quad (21)$$

$$P_k = 1,6 \cdot 23$$

$$P_k = 37F$$

Wyznaczamy roboczą strzałkę ugięcia  $f_r$ :

$$f_r = L \quad (22)$$

$$f_r = 20mm$$