



Akademia Górniczo – Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie



**Wydział Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Inżynierii
Biomedycznej**

Prototypowanie konstrukcji w technice druku 3D i CNC

Sprawozdanie

Projekt Techniczny Chwybaka

Imię i Nazwisko: Szymon Lipkowski

Numer grupy: 3

Nr indeksu: 415113

AiR, Rok I, Semestr II

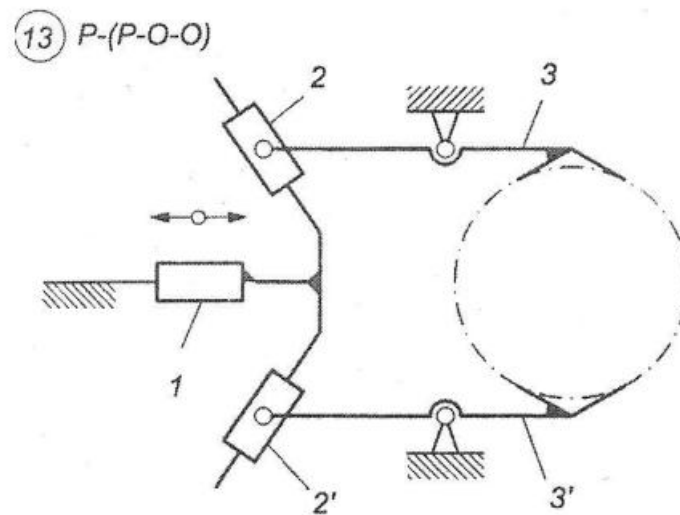
Rok akademicki 2022/23

Spis treści

1. Opis zadania	3
2. Wyznaczenie ruchliwości chwytaka	3
3. Wyznaczenie ciężaru obiektu manipulacji	4
4. Wyznaczenie siły chwytu	4
5. Wyznaczanie charakterystyki przesunięciowej chwytaka	6
6. Wyznaczenie charakterystyki prędkościowej	7
7. Wyznaczenie charakterystyki siłowej chwytaka	8
7.1. Wyznaczenie charakterystyki metodą grafoanalityczną	8
7.2. Wyznaczenie charakterystyki siłowej metodą mocy chwilowych	10
8. Obliczenie wytrzymałościowe chwytaka	11
8.1. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka	11
8.2. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścianie dla najbardziej obciążonego sworznia	12
9. Analiza wytrzymałościowa przeprowadzona w Inventorze	13
10. Obliczenie parametrów napędu układu oraz dobór siłownika	15
11. Rysunek złożeniowy chwytaka	18
12. Bibliografia	19

1. Opis zadania

Celem ćwiczenia jest zaprojektowanie chwytaka do manipulatora przemysłowego. Jego zadaniem jest uchwycenie przedmiotu. Proces ma przebiegać w taki sposób, aby przedmiot przenoszony nie uległ uszkodzeniu. Chwytnik będzie wykonany na bazie schematu kinematycznego chwytaka przedstawionego na rysunku 1.



Rysunek 1. Schemat kinematyczny chwytaka

2. Wyznaczenie ruchliwości chwytaka

Ruchliwość mechanizmu można wyznaczyć za pomocą wzoru na ruchliwość mechanizmu płaskiego:

$$w = 3n - p_4 - 2p_5 \quad (1)$$

Gdzie: w – ruchliwość chwytaka,

n – liczba członów ruchomych,

p_4 – liczba par klasy czwartej,

p_5 – liczba par kinematycznych klasy piątej obrotowych i postępowych.

W przypadku wyżej przedstawionego mechanizmu, można wyznaczyć:

$$n = 5, \quad p_5 = (0,1), (1,2), (1,2'), (2,3), (2',3'), (3,0), (3',0) = 7, \quad p_4 = 0.$$

Podstawiając pod wzór, otrzymano:

$$w = 3 \cdot 5 - 0 - 2 \cdot 7 = 1$$

Ruchliwość mechanizmu wynosi 1, zatem układ posiada jeden stopień swobody, co oznacza, że do napędu potrzebuje tylko jednego siłownika.

3. Wyznaczenie ciężaru obiektu manipulacji

W przypadku tego projektu, manipulator będzie pracował na stalowym walcu o wymiarach:

$r = 44 \text{ [mm]}$ – promień walca,

$H = 100 \text{ [mm]}$ – wysokość walca,

$\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$ – gęstość stali,

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – przyspieszenie ziemskie.

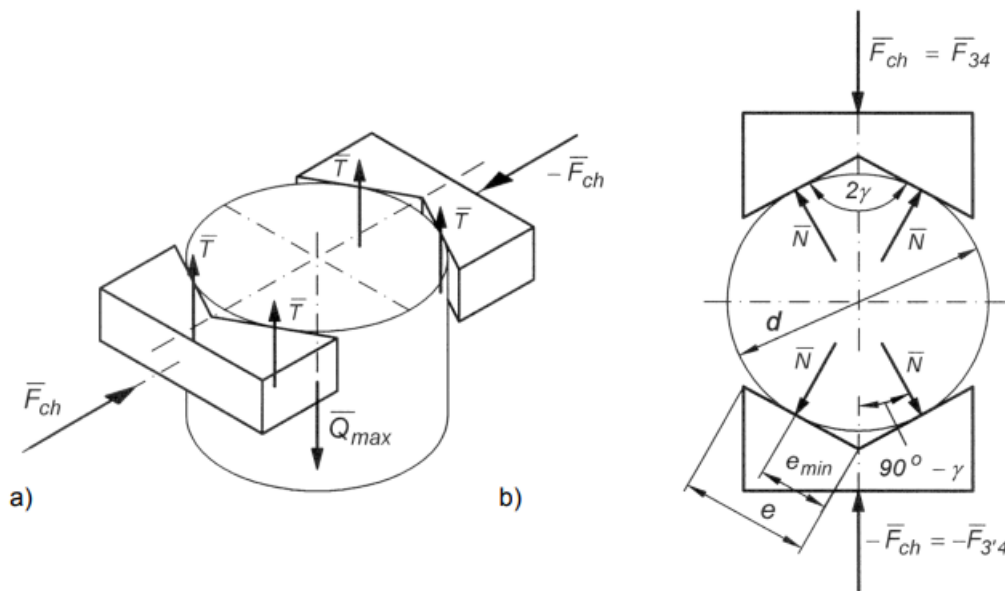
Maksymalny ciężar transportowanego walca wyznaczono za pomocą wzoru:

$$Q_{max} = m \cdot g = V\rho g = \pi d^2 H \rho g \quad (2)$$

Podstawiając parametry pod wzór otrzymano:

$$Q_{max} = \pi \cdot (0,044)^2 \cdot 0,1 \cdot 7900 \cdot 9,81 \approx 47,14 \text{ [N]}$$

4. Wyznaczenie siły chwytu



Rysunek 2. Schemat szczęk chwytaka a) rozkład sił tarcia, b) rozkład sił normalnych

Dla prawidłowego uchwycenia transportowanego elementu musi być spełniony warunek:

$$4T \geq nQ \quad (3)$$

Tarcie T wyraża się wzorem:

$$T = \mu N, \quad (4)$$

Siłę nacisku szczęki na przedmiot N wyliczono ze wzoru:

$$N = \frac{F_{ch}}{2\cos(90^\circ - \gamma)} = \frac{F_{ch}}{2\sin\gamma}$$

Podstawiając tę zależność do wzoru (4), otrzymano:

$$T = \frac{F_{ch}\mu}{2\sin\gamma}$$

Uwzględniając to w nierówności (3), otrzymano wzór na siłę chwytu:

$$F_{ch} \geq \frac{Qn\sin\gamma}{2\mu} \quad (5)$$

Gdzie: Q – ciężar przenoszonego obiektu,

$n = 2$ – współczynnik przeciążenia chwytaka,

$\mu = 0,61$ – współczynnik tarcia stal-aluminium,

$\gamma = 60^\circ$ - połowa kąta rozwarcia szczęk.

Podstawiając dane liczbowe, uzyskano:

$$F_{ch} \geq \frac{47,14 \cdot 2 \cdot \sin 60^\circ}{2 \cdot 0,61} \approx 66,93 \text{ [N]}$$

Przyjmuję, że siła chwytu wynosi $F_{ch} = 70 \text{ [N]}$.

Minimalne wymiary szczęk można wyznaczyć z zależności na tangensy kąta γ :

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{d}{2e_{min}}$$

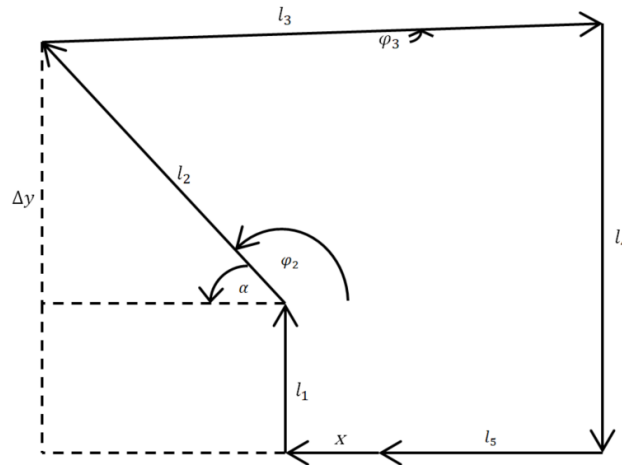
Przekształcając powyższe równanie otrzymano:

$$e_{min} = \frac{d}{2\operatorname{tg}\gamma} \quad (6)$$

Po uwzględnieniu danych liczbowych uzyskano:

$$e_{min} = \frac{88}{2 \cdot \operatorname{tg} 60^\circ} \approx 25,40 \text{ [mm]}$$

5. Wyznaczanie charakterystyki przesunięciowej chwytaka



Rysunek 3. Wielobok wektorowy wykorzystywany w obliczeniach

Gdzie: $l_1 = 16 \text{ [mm]}$

$l_3 = 64 \text{ [mm]}$

$l_4 = 47,2 \text{ [mm]}$

$l_5 = 32,8 \text{ [mm]}$

$\varphi_2 = 135^\circ$

Aby wyznaczyć charakterystykę przesunięciową należy rozwiązać następujące równanie:

$$\bar{x} + \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 + \bar{l}_4 + \bar{l}_5 = 0$$

$$\begin{cases} -x + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 - l_5 = 0 \\ l_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 - l_4 = 0 \end{cases}$$

Korzystając z poniższych właściwości:

$$\sin \alpha = \sin(180^\circ - \varphi_2) = \sin \varphi_2$$

$$l_2 = \frac{\Delta y}{\sin \alpha} = \frac{\Delta y}{\sin \varphi_2}$$

Otrzymano:

$$\begin{cases} -x + \Delta y \operatorname{ctg} \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 - l_5 = 0 \\ l_1 + \Delta y + l_3 \sin \varphi_3 - l_4 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \cos \varphi_3 = \frac{l_5 + x - \Delta y \operatorname{ctg} \varphi_2}{l_3} \\ \sin \varphi_3 = \frac{l_4 - l_1 - \Delta y}{l_3} \end{cases}$$

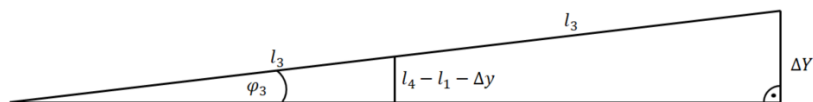
Po podniesieniu obu wyrażeń do kwadratu i skorzystaniu z jedynki trygonometrycznej uzyskano:

$$(\Delta y)^2(ctg^2\varphi_2 + 1) + 2\Delta y(l_4 - l_1 - xctg\varphi_2 - l_5ctg\varphi_2) + (l_4 - l_1)^2 + (l_5 + x)^2 - l_3^2 = 0$$

Rozwiązując równanie kwadratowe, ze względu na Δy wybrano rozwiązanie:

$$\Delta y = \frac{-l_1 + l_4 + xctg\varphi_2 + l_5ctg\varphi_2 + \sqrt{(l_1 - l_4 - xctg\varphi_2 - l_5ctg\varphi_2)^2 - (ctg^2\varphi_2 + 1)((l_4 - l_1)^2 + (l_5 + x)^2 - l_3^2)}}{ctg^2\varphi_2 + 1}$$

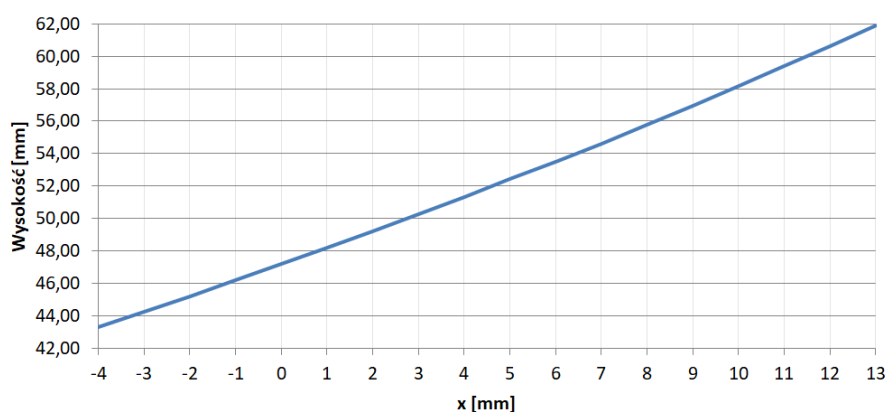
W celu wyznaczenia wysokości szczęki chwytaka, wykorzystano poniższą zależność:



Rysunek 4. Rysunek zależności kąta φ_3 , a ΔY

$$Y = l_1 + \Delta y + \Delta Y = l_1 + \Delta y + 2l_3 \sin\varphi_3 = 2l_4 - l_1 - \Delta y$$

Charakterystyka przesunięciowa



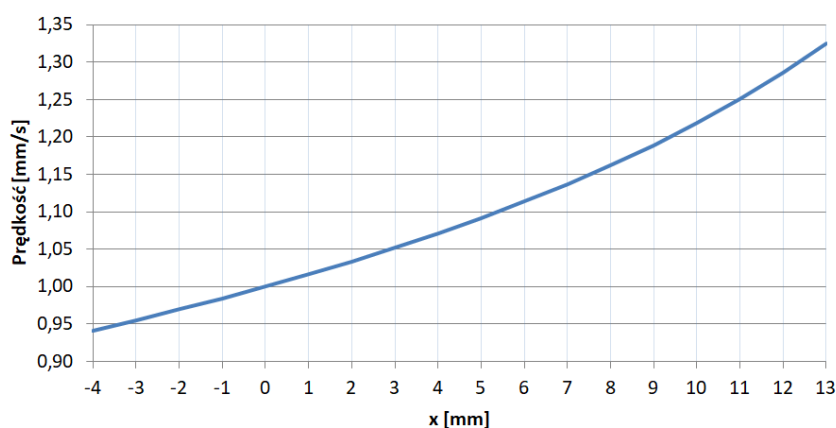
Wykres 1. Wykres charakterystyki przesunięciowej

6. Wyznaczenie charakterystyki prędkościowej

Funkcje charakterystyki prędkościowej wyznaczono poprzez obliczenie pochodnej funkcji Y przez zmienną x. Po uproszczeniu wyrażenia otrzymano:

$$f_v(x) = \frac{dY}{dx} = \frac{1}{ctg^2\varphi_2 + 1} \left(\frac{(l_1 - l_4)ctg\varphi_2 + x + l_5}{\sqrt{(l_1 - l_4 - l_5ctg\varphi_2 - xctg\varphi_2)^2 - (ctg^2\varphi_2 + 1)((l_4 - l_1)^2 + (x + l_5)^2 - l_3^2)}} - ctg\varphi_2 \right)$$

Charakterystyka prędkościowa



Wykres 2. Wykres charakterystyki prędkościowej

7. Wyznaczenie charakterystyki siłowej chwytaka

7.1. Wyznaczenie charakterystyki metodą grafoanalityczną

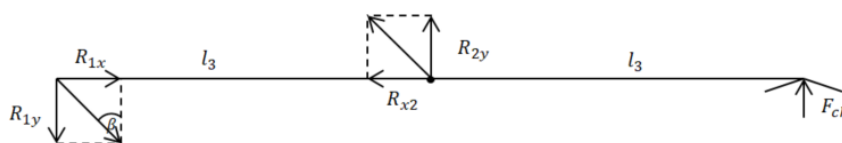
Charakterystykę siłową chwytaka obliczymy ze wzoru:

$$f_F(x) = \frac{F_{ch}}{F_s} \quad (7)$$

Gdzie: F_s – siła na wyjściu zespołu napędowego chwytaka,

F_{ch} - siła chwytu,

$f_F(x)$ – przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka.



Rysunek 5. Rozkład sił Członu 1

Warunek równowagi dla powyższego schematu:

$$\overline{R_1} + \overline{R_2} + \overline{F_{ch}} = 0$$

$$\begin{cases} R_{1x} - R_{2x} = 0 \\ R_{1y} - R_{2y} + F_{ch} = 0 \end{cases}$$

$$R_{1x} = R_{2x}$$

Aby móc obliczyć R_{1y} i R_{2y} , należy uwzględnić momenty sił:

$$\begin{cases} l_3 R_{1y} = -l_3 F_{ch} \\ l_3 R_{2y} = -2l_3 F_{ch} \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{1y} = -F_{ch} \\ R_{2y} = -2F_{ch} \end{cases}$$

Z zależności kątowej wektora wyznaczono:

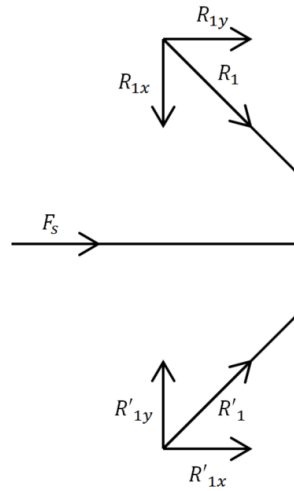
$$R_{1x} = R_{1y} \operatorname{tg} \beta = -F_{ch} \operatorname{tg} \beta$$

Wektor $\overline{R_1}$ wyznaczono z twierdzenia Pitagorasa:

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2}$$

Podstawiając powyższe równości otrzymujemy:

$$R_1 = \sqrt{(F_{ch} \operatorname{tg} \beta)^2 + F_{ch}^2} = F_{ch} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + 1}$$



Rysunek 6. Rozkład sił Członu 2

Ze względu na symetrię możemy rozpatrywać tylko siły działające w kierunku osi OX:

$$F_s = R'_{1x} + R_{1x} = 2R_{1x} = 2R_1 \cos \beta = 2F_{ch} \cos \beta \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + 1}$$

Podstawiając do wzoru (7), otrzymano:

$$f_F(x) = \frac{F_{ch}}{2F_{ch} \cos \beta \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + 1}} = \frac{1}{2 \cos \beta \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + 1}}$$

Podstawiając dane liczbowe otrzymano:

$$f_{ch}(x) = \frac{1}{2 \cdot \cos 45^\circ \cdot \sqrt{tg^2 45^\circ + 1}} = \frac{1}{2}$$

Otrzymana wartość jest prawdziwa tylko dla położenia początkowego.

Wyznaczono również maksymalne obciążenie siłownika wynoszące $F_s = 140 [N]$.

7.2. Wyznaczenie charakterystyki siłowej metodą mocy chwilowych

Otrzymany wynik sprawdziłem przy użyciu równania mocy chwilowych. Bilans mocy chwilowych przy pominięciu tarcia, sił ciężkości oraz bezwładności ma postać:

$$N_{we} + N_{wy} = 0, \text{ gdzie } N_{we} = \bar{F}_s \cdot \dot{\bar{x}}, N_{wy} = 2\bar{F}_{ch} \cdot \dot{\bar{y}}$$



Rysunek 7. Model chwytaka do wyznaczenia bilansu mocy chwilowych

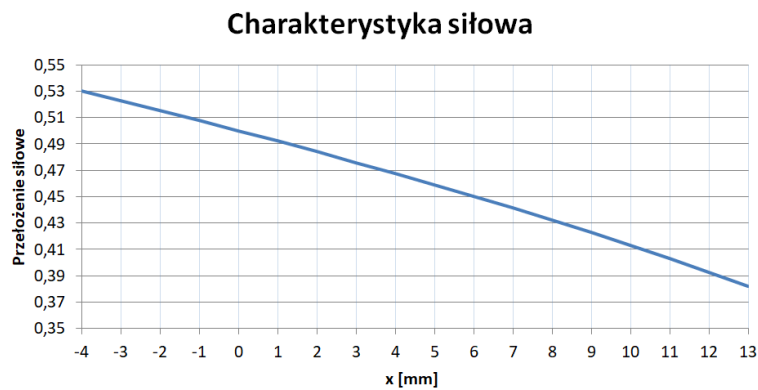
Przekształcając wzór na bilans mocy wyznaczono charakterystykę siłową:

$$f_F(x) = \frac{1}{2f_v(x)} \quad (8)$$

Po podstawieniu charakterystyki prędkościowej otrzymano:

$$f_F(x) = \frac{ctg^2 \varphi_2 + 1}{2 \left(\frac{(l_1 - l_4)ctg \varphi_2 + x + l_5}{\sqrt{(l_1 - l_4 - l_5ctg \varphi_2 - xctg \varphi_2)^2 - (ctg^2 \varphi_2 + 1)((l_4 - l_1)^2 + (x + l_5)^2 - l_3^2)}} - ctg \varphi_2 \right)}$$

Wykres charakterystyki siłowej wygląda następująco:

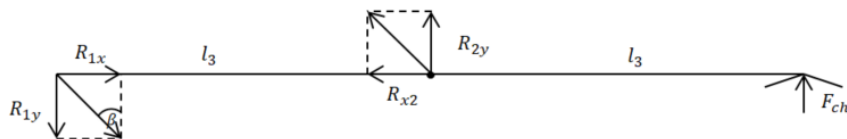


Wykres 3. Wykres charakterystyki siłowej

W punkcie $x = 0$ funkcja przyjmuje wartość $y = 0,5$, co pokrywa się z poprzednimi obliczeniami.

8. Obliczenie wytrzymałościowe chwytaka

8.1. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka



Rysunek 8. Rozkład sił Członu 1

Warunek wytrzymałościowy na zginanie ramienia chwytaka ma postać:

$$\frac{M_g}{W_g} \leq k_g \quad (9)$$

Gdzie: $M_g = F_{ch}l_3$ – maksymalny moment gnący

W_g - wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie

$k_g = 170 \text{ [MPa]}$ – wytrzymałość materiału na zginanie

Maksymalny moment gnący występuje w punkcie $\overline{R_2}$.

Przyjmujemy, że przekrój prostokątny ramienia chwytaka o wskaźniku wytrzymałości na zginanie ma wzór:

$$W_g = \frac{(B - d)h^2}{6} \quad (10)$$

Przyjmuję, że: $B = 10 \text{ [mm]}$ – szerokość ramienia

$d = 3 \text{ [mm]}$ – średnica sworznia

$h = 5 \text{ [mm]}$ – wysokość ramienia

Podstawiając dane pod nierówność (9) otrzymano:

$$\frac{6F_{ch}l_3}{(B - d)h^2} = 153,6 \text{ [MPa]} < k_g$$

Warunek jest zatem spełniony.

8.2.Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścianie dla najbardziej obciążonego sworznia

Warunek wytrzymałościowy na ścianie, wyrażony jest nierównością:

$$\delta_\tau \leq k_\tau \quad (11)$$

Gdzie: δ_τ – maksymalne naprężenie ścinające

$k_\tau = 90 \text{ [MPa]}$ - dopuszczalne naprężenie

Maksymalne naprężenie ścinające wyraża się wzorem:

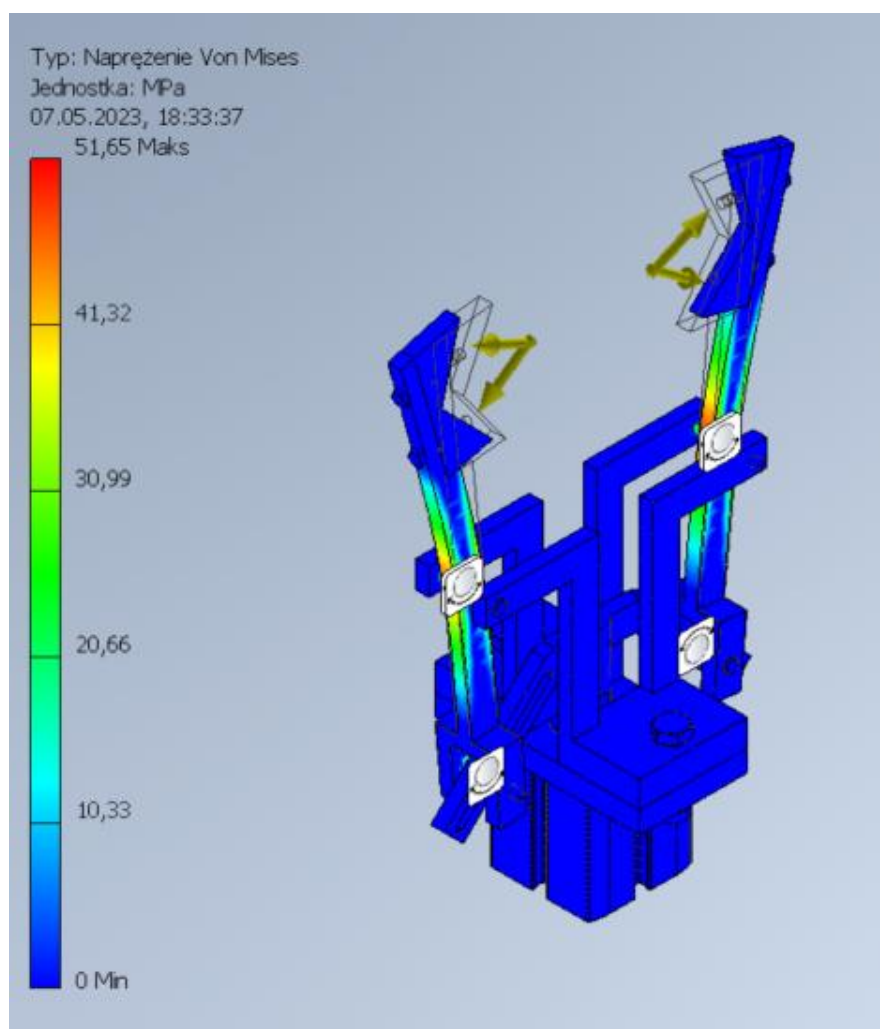
$$\delta_\tau = \frac{F_{ch}}{A} = \frac{4F_{ch}}{\pi d^2} \quad (12)$$

Podstawiając wartości do nierówności (11):

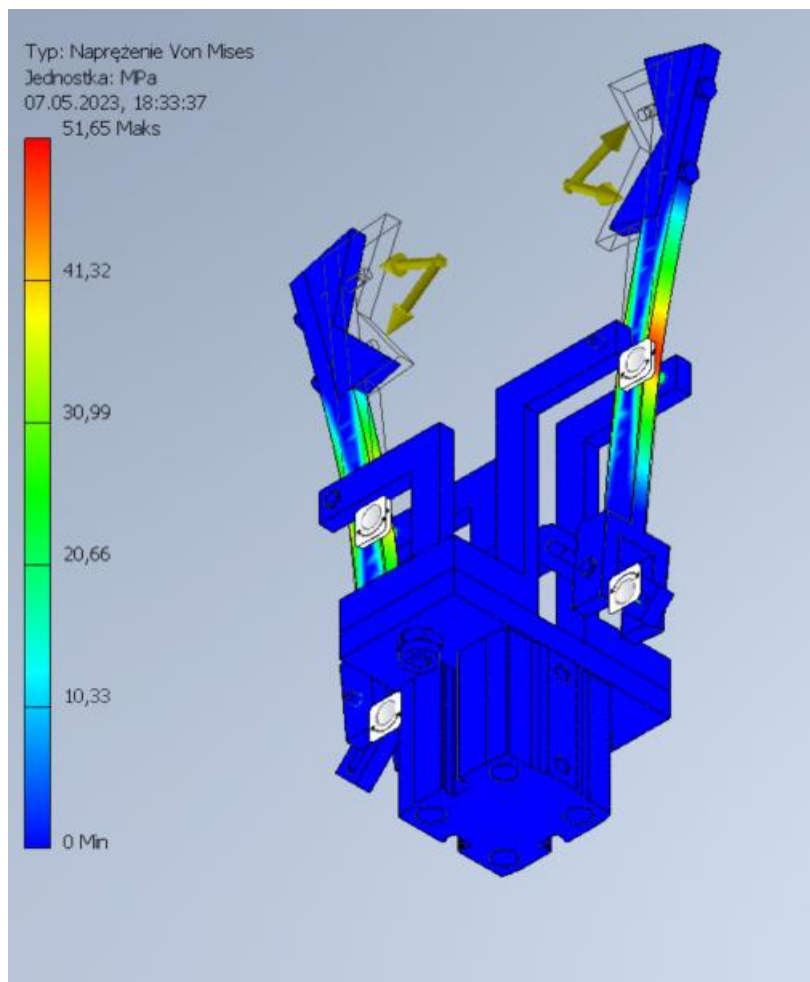
$$\delta_\tau = \frac{4 \cdot 70}{\pi \cdot 0,003^2} \approx 9,90 \text{ [MPa]} < k_\tau$$

Warunek jest również spełniony.

9. Analiza wytrzymałościowa przeprowadzona w Inventorze

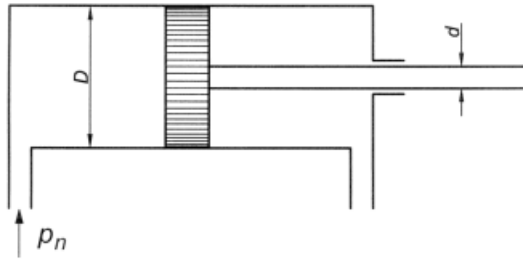


Zdjęcie 1. Analiza wytrzymałościowa przeprowadzona w Inventorze



Zdjęcie 2. Analiza wytrzymałościowa przeprowadzona w Inventorze

10. Obliczenie parametrów napędu układu oraz dobór siłownika



Rysunek 11. Model siłownika pneumatycznego dwustronnego działania

Do poprawnego działania układu konieczne jest spełnienie następującej nierówności:

$$P_t \geq P_w$$

Gdzie: P_t – teoretyczna siła pchająca lub ciągnąca siłownik,

P_w – obliczona wymagana siła na tłoczysku,

Wymaganą średnicę tłoka siłownika wyliczamy ze wzoru:

$$P_w = \frac{\pi D^2}{4} p_n \quad (13)$$

$$D = \sqrt{\frac{4F_s k}{\pi p_n}}$$

Gdzie: $F_s = 140 \text{ [N]}$ – siła na wyjściu napędowym układu

$p_n = 0,6 \text{ [MPa]}$ – ciśnienie powietrza na wyjściu napędowym układu

$k = 1,5$ – współczynnik przeciążenia

D – średnica tłoka

Podstawiając dane liczbowe otrzymujemy:

$$D \geq 21,11 \text{ [mm]}$$

Na podstawie wykonanych obliczeń dobieram do układu siłownik ADN-S-25-15-I-P-A firmy FESTO, który spełnia wszystkie wymagania.

Siłownik kompaktowy ADN-S-25-15-I-P-A

Numer produktu: 8076358

FESTO



Karta danych

Cechy	Wartość
Skok	15 mm
Ø tłoka	25 mm
Amortyzacja	elastyczne pierścienie/płytki amortyzujące z obu stron
Pozycja montażu	dowolny
Sposób działania	dwustronnego działania
Zakończenie tłoczyska	Gwint wewnętrzny
Konstrukcja	Tłok Tłoczysko
Sygnalizacja położenia	do wyłącznika zbliżeniowego
Symbol	00991217
Warianty	Jednostronne tłoczysko
Ciśnienie robocze	0.06 MPa ... 1 MPa
Ciśnienie robocze	0.6 bar ... 10 bar
Medium robocze	Sprężone powietrze wg ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Uwaga dotycząca medium roboczego/sterującego	Możliwa praca z powietrzem olejonym (po rozpoczęciu olejowania trzeba je kontynuować)
Klasa odporności korozyjnej wg normy Festo	1 - niskie obciążenie korozyjne
Zgodność z LABS	VDMA24364-B2-L
Temperatura otoczenia	0 °C ... 60 °C
Energia uderzenia w pozycjach końcowych	0.3 J
Siła teoretyczna przy 0,6 MPa (6 bar, 87 psi), wycofanie	247 N
Siła teoretyczna przy 0,6 MPa (6 bar, 87 psi), przy wysuwie	295 N
Ruchoma masa przy skoku 0 mm	25 g
Dodatkowa poruszana masa na 10 mm skoku	6 g
Masa podstawowa przy 0 mm skoku	88 g
Dodatkowa masa na 10 mm skoku	30 g
Typ mocowania	opcjonalnie: Przy pomocy otworów przelotowych Przy pomocy gwintu wewnętrznego Przy pomocy osprzętu
Przyłącze pneumatyczne	M5
Informacja o materiałach	Zgodność z dyrektywą RoHS
Materiał pokrywy	Stop aluminium, anodowany
Materiał uszczeliek dynamicznych	NBR TPE-U(PU)
Materiał obudowy	Stop aluminium, anodowany
Materiał tłoczyska	Nierdzewna stal stopowa

Dodatkowo koniecznym będzie zastosowanie dodatkowego elementu, aby móc zamocować chwytak na siłowniku. Do tego wykorzystam mocowanie kołnierzowe FNC-25 firmy FESTO.

Mocowanie kołnierzowe FNC-25

Numer produktu: 537248

FESTO

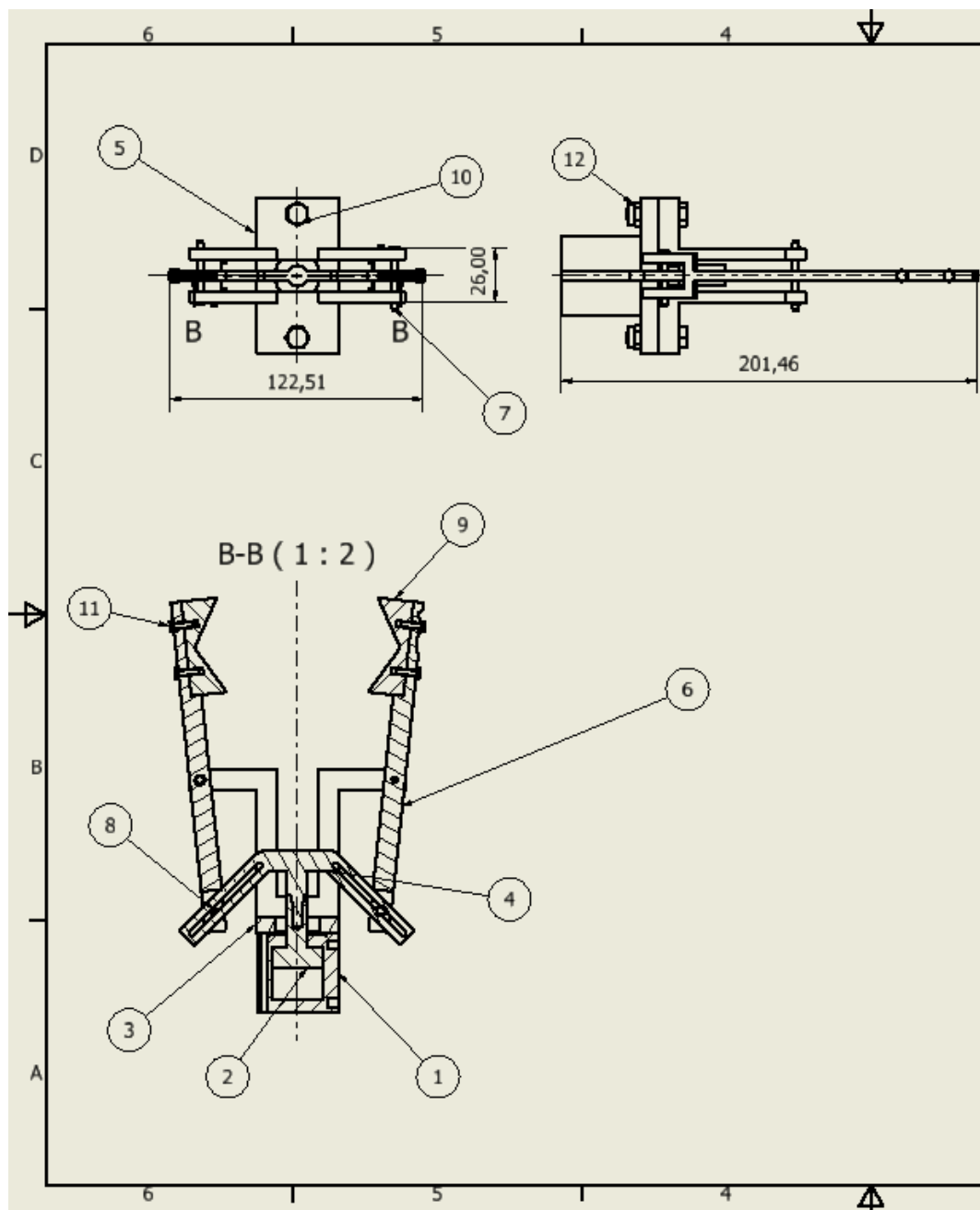


Karta danych

Cechy	Wartość
Wielkość	25
W oparciu o normę	ISO 21287
Klasa odporności korozyjnej wg normy Festo	1 - niskie obciążenie korozyjne
Zgodność z LABS	VDMA24364-B2-L
Temperatura otoczenia	-40 °C ... 150 °C
Waga produktu	165 g
Informacja o materiałach	Zgodność z dyrektywą RoHS
Materiał mocowania	Stal ocynkowany
Materiał śrub	Stal ocynkowana

Zdjęcie 4. Dane techniczne mocowania kołnierzowego

11. Rysunek złożeniowy chwytaka



Zdjęcie 5. Rysunek złożeniowy chwytaka cz.1

3	1	2	1	
				D
LISTA CZĘŚCI				
POZYCJA	ILOŚĆ	NUMER CZĘŚCI	OPIS	
1	1	8084711 ADN-S-25-15-I-P-A---(hi gh_H)	ADN-S_2---(H)-Compact cylinder	
2	1	8084711 ADN-S-25-15-I-P-A---(hi gh_P)	ADN-S_2---(P)-Compact cylinder	C
3	1	537248 FNC-25	FNC-Flange mounting	
4	1	suwaki		
5	2	mocowanie		
6	2	ramie		
7	2	ISO 2341 - A - 3 x 30	Sworznie z łbem	4
8	2	ISO 2341 - A - 3 x 26	Sworznie z łbem	
9	2	końcówka chwytaka		
10	2	AS 1110 - M6 x 25	Wkręty i śruby z łbem sześciokątnym precyzyjne metryczne ISO	
11	4	AS 1110 - M2,5 x 10	Wkręty i śruby z łbem sześciokątnym precyzyjne metryczne ISO	B
12	2	AS 1285 - M6	Nakrętki zabezpieczające sześciokątne stalowe momentem obrotowym dominującym (szereg metryczny ISO)	
Zaprojektowany przez Szymon Lipkowski	Sprawdzony przez	Zatwierdzony przez	Data	Data
				04.05.2023
		Chwytak nr. 13		
		Projekt chwytaka	Wydanie	Arkuś 1 / 1
3	1	2	1	

Zdjęcie 6. Rysunek złożeniowy chwytaka cz.2

12. Bibliografia

-Projekt techniczny chwytaka:

<https://home.agh.edu.pl/~kmtmipa/dydaktyka/automatyka/2/przyklad.pdf>

-Strona z dokumentacjami Siłownika i Mocowania kołnierzewego:

<https://www.festo.com/pl/pl/>