



Projekt chwytaka nr 11

Norbert Ożóg
Automatyka i Robotyka
WEAiIB
Grupa 4

1. Spis treści

1. Spis treści
2. Analiza zadania projektowego
3. Wyznaczenie ruchliwości chwytaka
4. Wyznaczenie siły chwytu
5. Charakterystyka przesunięciowa

6. Prędkość szczęk
7. Siła tłoku
8. Wybór sworznia
9. Wybór siłownika
10. Analiza wytrzymałościowa
11. Rysunek złożeniowy wraz z listą części
12. Podsumowanie
13. Bibliografia

2. Analiza zadania projektowego

Głównym zadaniem jest wykonanie projektu chwytaka zgodnie ze schematem P-(P-O-O). Takowy chwytak ma za zadanie, za pomocą siłownika, chwycić obiekt i móc przetransportować go w inne miejsce. Koniecznym jest obliczenie wszystkich sił i prędkości, a także odpowiedni dobór siłownika i sworzni. W trakcie powstawania projektu zastanawiałem się, czy konstrukcja chwytaka powinna być zbudowana z aluminium bądź stali, finalnie wybór padł na drugi materiał.

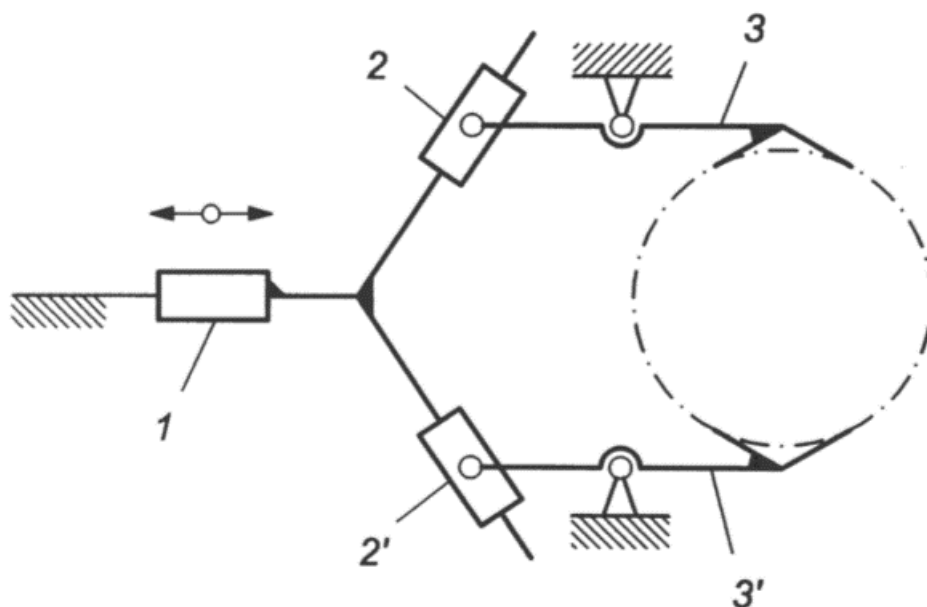
3. Wyznaczenie ruchliwości chwytaka

Zgodnie z definicją ruchliwość jest liczbą stopni swobody, która jest określona względem stałego elementu. Do wyznaczenia skorzystam z poniższego wzoru:

$$W = 3n - p_4 - 2p_5$$

Gdzie:

- n – ilość członów ruchomych
- p_4 – ilość par kinematycznych klasy IV
- p_5 – ilość par kinematycznych klasy V



W tym przypadku będzie to:

- $n = 5$ (1,2,2',3,3')
- $p_4 = 0$
- $p_5 = 7$ ({0,1} {1,2} {1,2'} {2,3} {2',3'} {0,3} {0,3'})

z czego wynika, że:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

Jak widać układ posiada jeden stopień swobody i wymaga jednego siłownika.

4. Wyznaczenie siły chwytu

Kluczowym aspektem przy wyznaczeniu siły chwytu jest ciężar podnoszonego obiektu, który wyznaczyć można ze wzoru:

$$Q = mg = V\rho g = \frac{\pi d^2 h \rho g}{4}$$

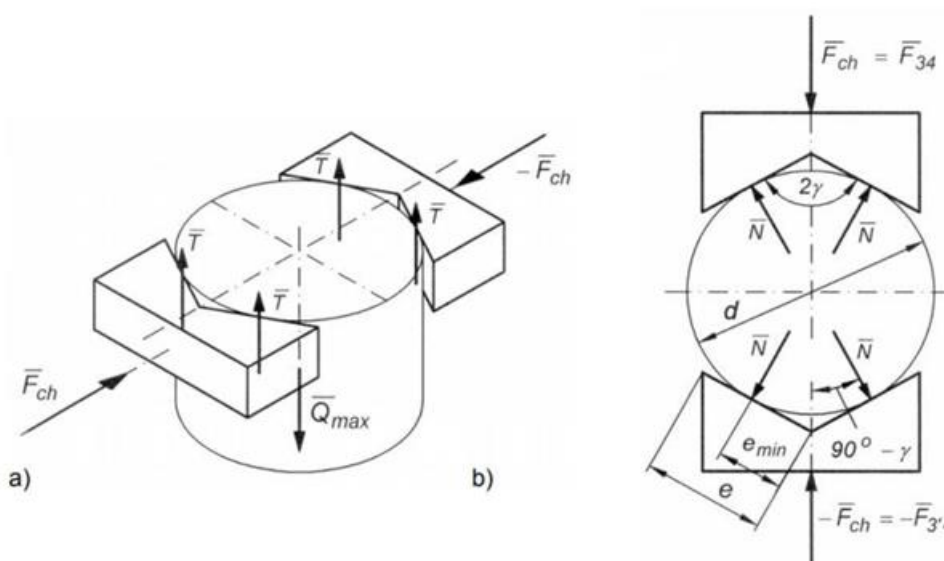
Gdzie:

- $d = 70 \text{ mm}$ - średnica walca
- $h = 180 \text{ mm}$ - długość walca
- $\rho = 8600 \text{ kg/m}^3$ - gęstość stali
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - przyspieszenie ziemskie

Po podstawieniu wartości otrzymuję:

$$Q \approx 58,44 \text{ N}$$

Siła chwytu zależy od współczynnika tarcia między obiektem a szczękami chwytaka oraz od ciężaru przedmiotu. Posiadając potrzebne dane można przejść do wyliczania siły chwytu



Do pewnego i przede wszystkim bezpiecznego chwytu obiektu jest konieczne założenie:

$$4T \geq Q$$

Gdzie:

$$T = \mu N$$

- T – siła tarcia
- μ - współczynnik tarcia pomiędzy stalą i mosiądzem
- N – siła nacisku szczęk na przedmiot

Bardzo ważnym aspektem przy finalnym obliczaniu siły szczęk jest kąt rozwarcia Y

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

$$F_{ch} \geq \frac{Q \sin Y}{2\mu}$$

$\mu \approx 0,26$ – współczynnik tarcia mosiądzu i stali

$Y = 60^\circ$ - wybrany kąt, który stanowi połowę kąta między szczękami

Po wstawieniu odpowiednich wartości dostajemy:

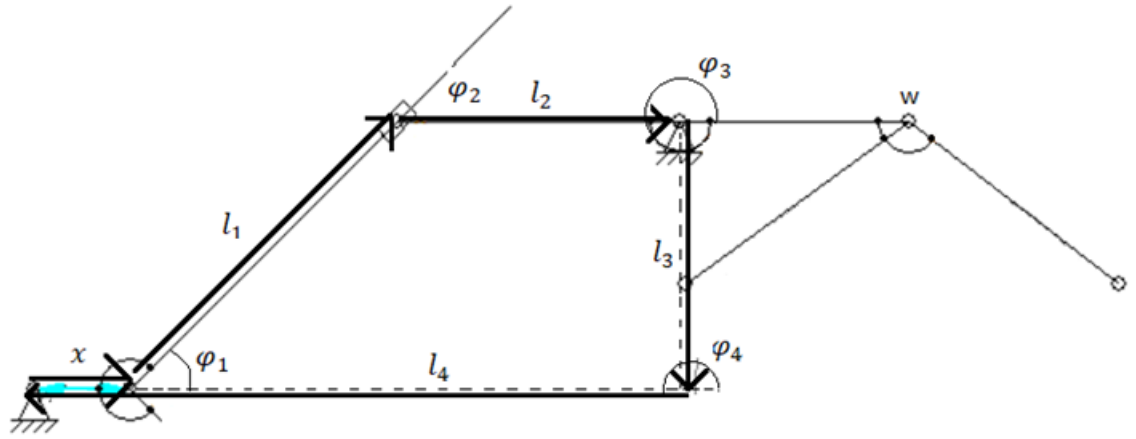
$$F_{ch} \approx 35 \text{ N}$$

Warto także zwiększyć siłę chwytu np. o 20% ze względów bezpieczeństwa, dlatego finalnie otrzymujemy:

$$F_{ch} \approx 42 \text{ N}$$

5. Charakterystyka przesunięciowa

Aby wyznaczyć wymiary chwytaka należy opisać model wektorami, wystarczy zrobić to tylko na połowie chwytaka, ponieważ jest on symetryczny, więc:



Za pomocą aplikacji SAM został przedstawiony model wektorowy chwytaka

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

Rozbijając równanie w płaszczyźnie x oraz y dostajemy:

$$\begin{cases} x + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 = 0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 = 0 \end{cases}$$

Na początku wiemy, że:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \text{const (np. } 45^\circ) \\ l_1(x) \text{ oraz } \varphi_3(x) &\text{ są niewiadomymi} \\ \begin{cases} x + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 - l_4 = 0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 - l_3 = 0 \end{cases} \end{aligned}$$

$$\begin{cases} l_2 \cos \varphi_2 = l_4 - x - l_1 \cos \varphi_1 \\ l_2 \sin \varphi_2 = l_3 - l_1 \sin \varphi_1 \end{cases}$$

Wiadomo, że $l_4 - l_1 \cos \varphi_1$ jest wartością stałą, którą możemy oznaczyć jako l_z

$$\begin{cases} (l_2 \cos \varphi_2)^2 = (l_z - x)^2 \\ (l_2 \sin \varphi_2)^2 = (l_3 - l_1 \sin \varphi_1)^2 \end{cases}$$

Z rysunku wiadomo również, że:

$$\cos \varphi_3 = \frac{l_2 - x}{l_2}$$

$$\sin \varphi_3 = \frac{l_3 - l_1 \sin \varphi_1}{l_2}$$

Finalnie, sumując obie strony i korzystając z jedynki trygonometrycznej, otrzymujemy wzór:

$$l_2 = \sqrt{(l_z - x)^2 - (l_3 - l_1 \sin \varphi_1)^2}$$

Do obliczenia przyjmuję wartości:

- $x = 10\text{mm}$
- $l_1 = 40\text{mm}$
- $l_2 = 30\text{mm}$

Po przeliczeniu otrzymuję parametry chwytaka:

$$x = 10\text{mm}$$

$$\varphi_1 = 45^\circ \quad l_1 = 40\text{mm}$$

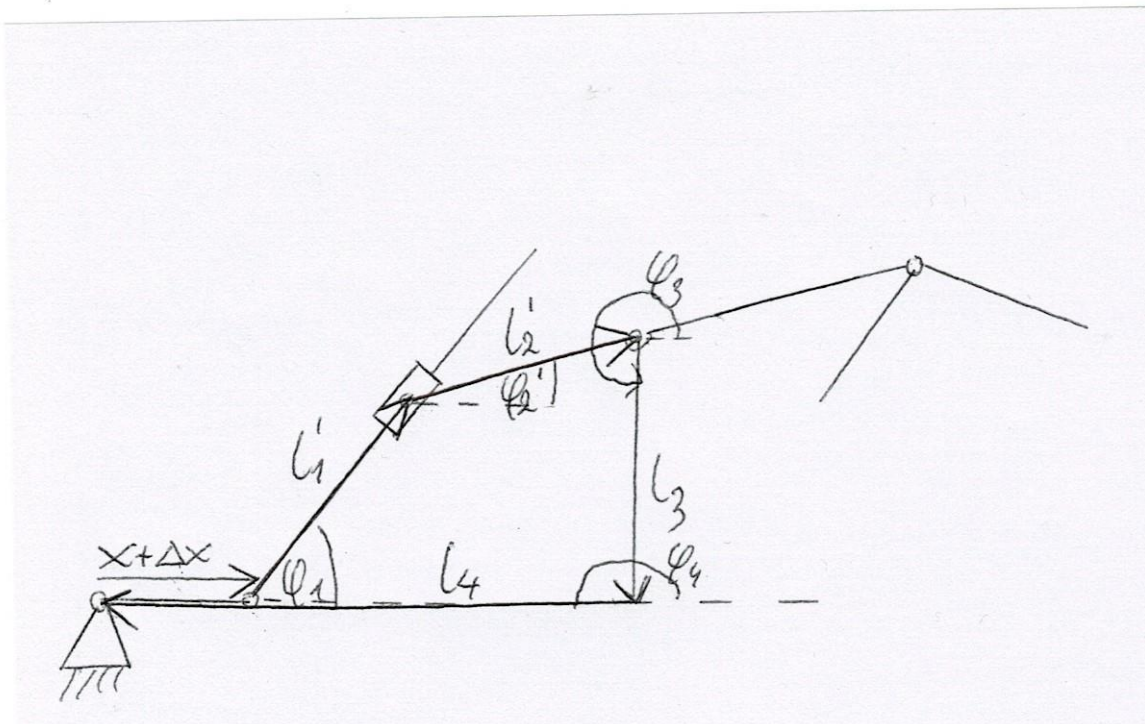
$$\varphi_2 = 0^\circ \quad l_2 = 30\text{mm}$$

$$\varphi_3 = 270^\circ \quad l_3 = 28,3\text{mm}$$

$$\varphi_4 = 180^\circ \quad l_4 = 68,3\text{mm}$$

Kolejnym, ważnym z punktu widzenia konstrukcyjnego aspektem jest pozycja, w której chwytak rozwiera swoje szczęki, czyli kolokwialnie mówiąc się otwiera. Jest to szczególnie istotne, aby upewnić się, czy chwytak o danych parametrach będzie w stanie swobodnie chwytać i opuszczać przedmiot. Najpierw należy przedstawić w postaci wektorowej chwytak w pozycji otwartej:

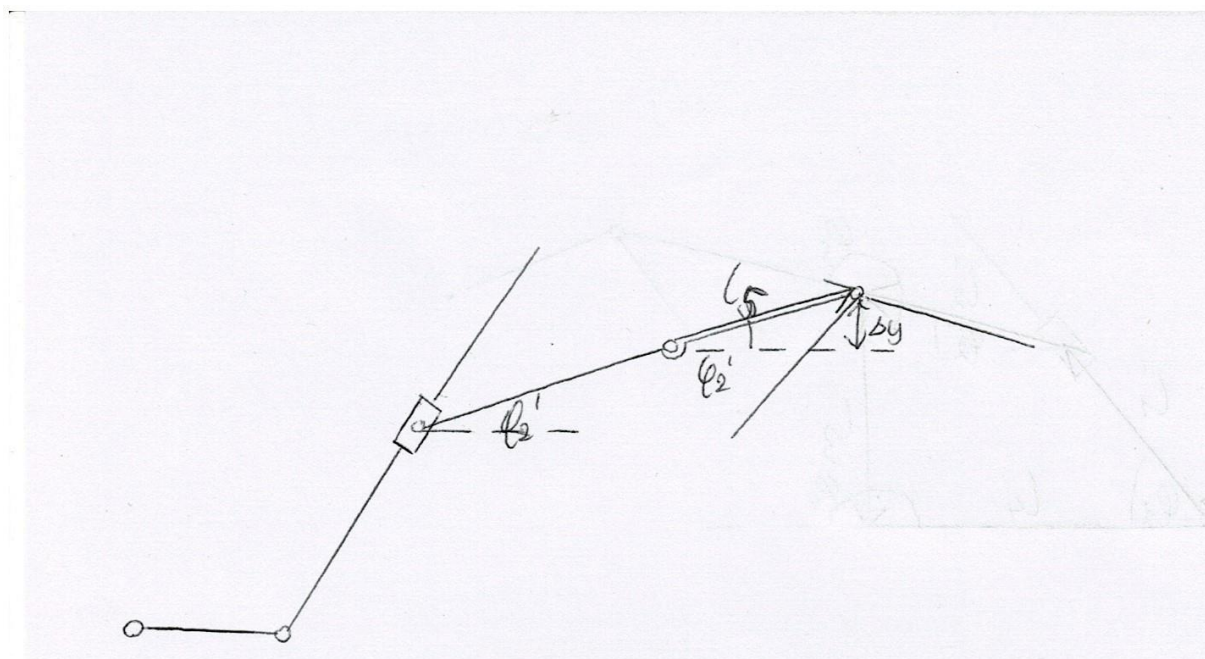
Rysunek można opisać równaniem wektorowym:



$$\begin{cases} x + \Delta x + \bar{l}_1' + \bar{l}_2' + \bar{l}_3 + \bar{l}_4 = 0 \\ x + \Delta x + l_1' \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2' + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 = 0 \\ l_1' \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 = 0 \\ \begin{cases} x + \Delta x + l_1' \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2' - l_4 = 0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2' - l_3 = 0 \end{cases} \end{cases}$$

Zakładam, że $\Delta x = 10mm$, ponieważ z tą wartością skoku siłownika możemy najczęściej się spotkać

$$\begin{cases} 20 + \frac{\sqrt{2}}{2}l'_1 + 30\cos\varphi'_2 - 68,3 = 0 \\ \frac{\sqrt{2}}{2}l'_1 + 30\sin\varphi'_2 - 28,3 = 0 \end{cases}$$



Gdy kąt φ'_2 został wyznaczony, rozstaw szczęk w pozycji otwartej nadal jest zależny od wartości l_5 , którą możemy dobrać w taki sposób, aby chwytak spełniał swoje zadanie oraz był poręczny. Przyjmuję, że:

$$\Delta y = 7mm$$

$$\sin\varphi'_2 = \frac{\Delta y}{l_5}$$

$$l_5 = \frac{\Delta y}{\sin \varphi_2'} \approx 24,11 \text{ mm}$$

6. Prędkość szczęk

W chwytaku prędkość z jaką poruszają się końcówki ze szczękami jest zależna od prędkości tłoku siłownika, który zostanie wykorzystany przy konstrukcji chwytaka. Aby obliczyć tę prędkość należy na początku założyć prędkość tłoka siłownika dlatego:

$$v_x = 10 \frac{mm}{s}$$

Gdzie:

v_x – Prędkość tłoka siłownika

Aby znaleźć prędkość punktu w znajdującym się przy szczękach, należy zrózniczkować równania wieloboku zamkniętego po czasie, te operacje pozwolą wyznaczyć:

$$v_x = \frac{dx}{dt}, \quad \omega_{\varphi_2} = \frac{d\varphi_2}{dt}, \quad v_{l_1} = \frac{dl_1}{dt}$$

$$v = \omega \times r, \text{ więc } v_w = \omega_{\varphi_2} \cdot l_6$$

Poniżej zapisujemy równania w pozycji zamkniętej:

$$\begin{cases} x + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 = 0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 = 0 \end{cases}$$

W czasie t zmieniają się wartości φ_2, l_1, x .

$$\begin{cases} x(t) + l_1(t) \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2(t) + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 = 0 \\ l_1(t) \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2(t) + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 = 0 \end{cases}$$

Pozostałe wartości są stałe w czasie, co oznacza, że po zrózniczkowaniu ich po czasie, będą równe 0. Poniżej zapisano zrózniczkowane równania:

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} + \cos \varphi_1 \frac{dl_1}{dt} - l_2 \frac{d\varphi_2}{dt} \sin \varphi_2(t) = 0 \\ \sin \varphi_1 \frac{dl_1}{dt} + l_2 \frac{d\varphi_2}{dt} \cos \varphi_2(t) = 0 \\ v_x + \cos \varphi_1 v_{l_1} - l_2 \omega_{\varphi_2} \sin \varphi_2(t) = 0 \\ \sin \varphi_1 v_{l_1} + l_2 \omega_{\varphi_2} \cos \varphi_2(t) = 0 \\ 10 + \frac{\sqrt{2}}{2} v_{l_1}(t) - 30 \omega_{\varphi_2} \sin \varphi_2(t) = 0 \\ \frac{\sqrt{2}}{2} v_{l_1}(t) + 30 \omega_{\varphi_2} \cos \varphi_2(t) = 0 \end{cases}$$

Jak widać prędkość kątową ω_{φ_2} , zmienia wartość wraz ze zmianą kąta φ_2 , a więc jest pewną funkcją. Do realizacji tego projektu niezbędna jest prędkość w chwili pełnego zamknięcia, dlatego funkcja przyjmie jedną określoną wartość dla zamkniętej pozycji, a co za tym idzie $\varphi_2 = 0^\circ$, a więc:

$$\begin{cases} -\frac{\sqrt{2}}{2} v_{l_1}(t) = 10 \\ 30 \omega_{\varphi_2} = -\frac{\sqrt{2}}{2} v_{l_1}(t) \\ \omega_{\varphi_2} = \frac{10 \text{ rad}}{30 \text{ s}} \end{cases}$$

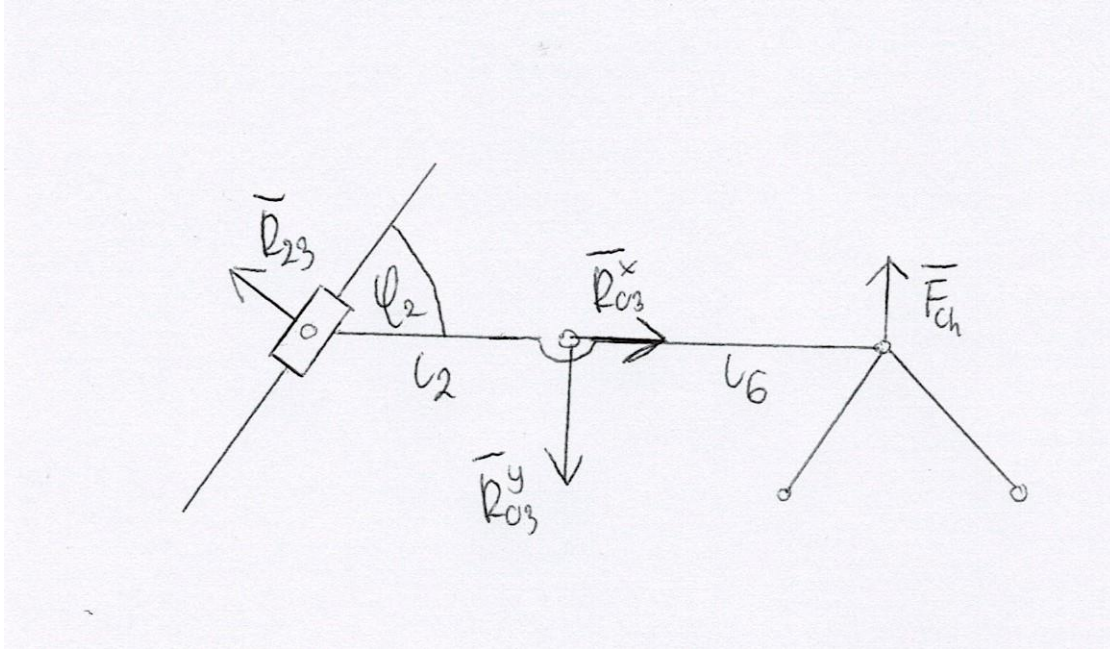
Co oznacza, że prędkość punktu „w” jest równa:

$$v_w = \omega_{\varphi_2} \cdot l_6 = \frac{1}{3} * 24,11 \cong 8 \frac{mm}{s}$$

7. Siła tłoku

Ważnym aspektem przy wyborze siłownika jest ustalenie jego siły. Jest to szczególnie ważne, aby przy podnoszeniu nie istniało ryzyko wypadnięcia przedmiotu.

Korzystając z poniższego rysunku:



Możemy wyprowadzić układ równań:

$$\begin{cases} \sum P_{ix} = 0 \\ \sum P_{iy} = 0 \\ \sum M_{i(03)} = 0 \end{cases}$$

Następnie podstawiamy dane:

$$\begin{cases} R_{23}\cos(90 + \varphi_2) + R_{03}^x = 0 \\ F_{ch} + R_{23}\sin(90 + \varphi_2) - R_{03}^y = 0 \\ F_{ch}l_6 - R_{23}\cos\varphi_2 l_2 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{23}\sin\varphi_2 = R_{03}^x \\ F_{ch} + R_{23}\cos\varphi_2 = R_{03}^y \\ R_{23}\cos\varphi_2 l_2 = F_{ch}l_6 \end{cases}$$

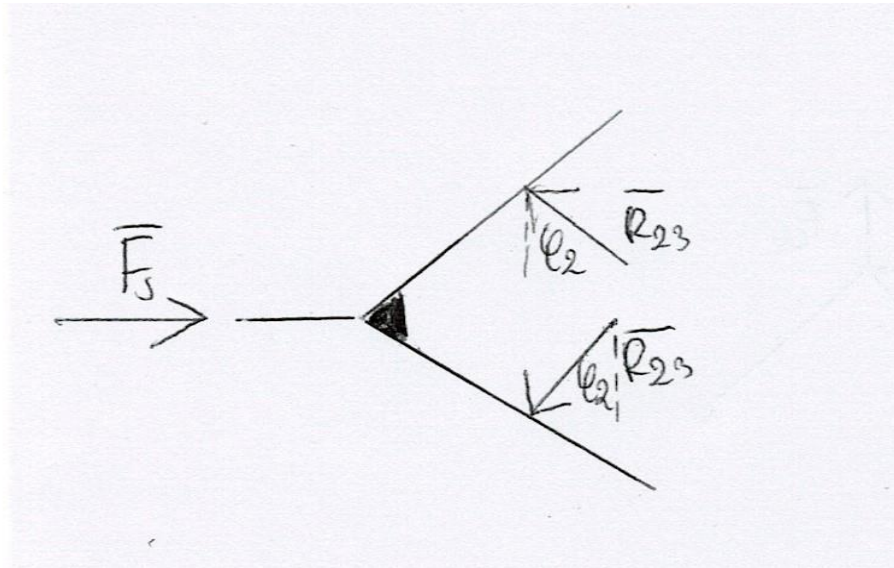
Dla pozycji zamkniętej ze wcześniejszych wyliczeń, wiemy:

$$\varphi_2 = 45^\circ, \quad l_2 = 30\text{mm}, \quad l_6 = 24,11\text{mm}, \quad F_{ch} = 42\text{N}$$

Podstawiając dane do układu równań otrzymujemy:

$$\begin{cases} R_{23} \cong 48 \text{ N} \\ R_{03}^x \cong 34 \text{ N} \\ R_{03}^y \cong 76 \text{ N} \end{cases}$$

Podobnej analizie należy dokonać dla układu napędzającego i ramion. Wiadomo, że siły działające na oba ramiona są sobie równe. Po rozrysowaniu i wykorzystaniu siły R_{23} otrzymujemy:



Zapisujemy układ równań:

$$\begin{cases} \sum P_{ix} = 0 \\ \sum P_{iy} = 0 \end{cases}$$

Następnie:

$$\begin{cases} F_s - R_{23}\sin\varphi_2 - R_{23}\sin\varphi_2 = 0 \\ R_{23}\cos\varphi_2 - R_{23}\cos\varphi_2 = 0 \end{cases}$$

Finalnie dostajemy:

$$F_s = 2\sin(45^\circ)R_{23} \cong 68 \text{ N}$$

Gdzie:

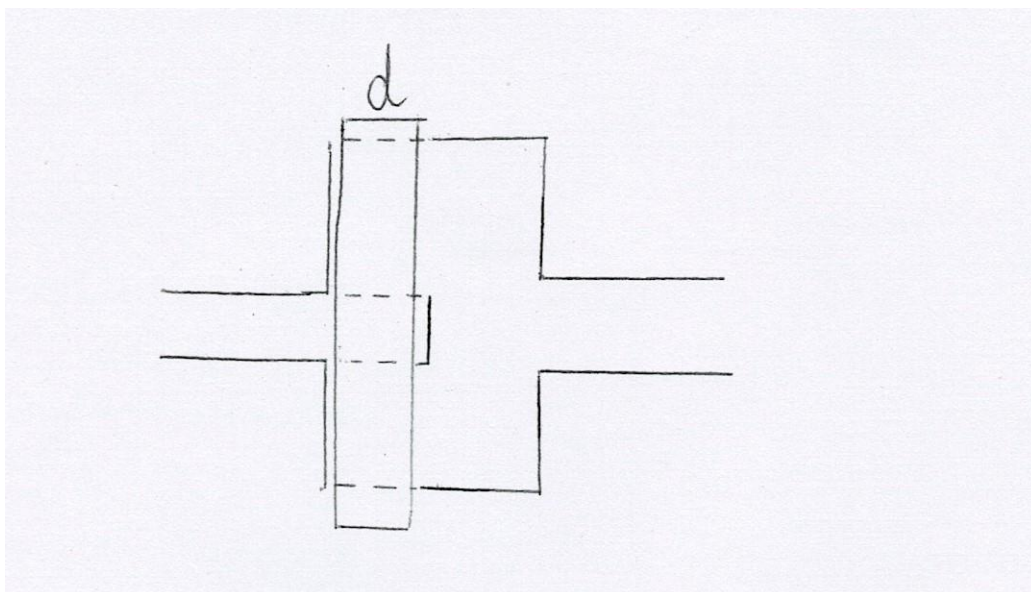
F_s – siła tłoka siłownika przy cofaniu tłoka

8. Wybór sworznia

W całym projekcie będziemy stosować jednolite sworznie, które muszą wytrzymać maksymalne obciążenie. To zapewni, że sworzeń będzie działał poprawnie we wszystkich połączeniach. W tym celu porównamy dwie największe siły działające na sworznie w projekcie, czyli R_{03} oraz R_{23} . Siła, którą będziemy uwzględniać przy doborze sworzni, będzie maksimum spośród tych dwóch sił.

$$\begin{cases} R_{23} = 48 \text{ N} \\ R_{03} = \sqrt{R_{03}^x{}^2 + R_{03}^y{}^2} = \sqrt{34^2 + 76^2} \cong 84 \text{ N} \end{cases}$$

A więc siła dla której będziemy liczyć średnicę sworznia wynosi 84 N.



Aby sworzeń wytrzymał jego średnica musi spełniać warunek wytrzymałościowy:

$$\frac{F}{iA} \leq k_t$$

Gdzie:

- F – siła ścinająca
- A – pole przekroju sworznia
- i – ilość płaszczyzn ścinania
- k_t – Współczynnik wytrzymałości na ścinanie

Wartość współczynnika k_t jest zależna od materiału sworznia. Sworznie w naszym chwytaku zostaną wykonane ze stali C45, dla której $k_t = 130 \text{ MPa}$

Powyższe symbole zastępujemy wcześniejszymi oznaczeniami, z których wyliczymy konkretną wartość średnicy:

$$F = R_{03}, \quad A = \frac{\pi d^2}{4}, \quad i = 2$$

Przekształcamy wzór tak aby obliczyć średnicę d :

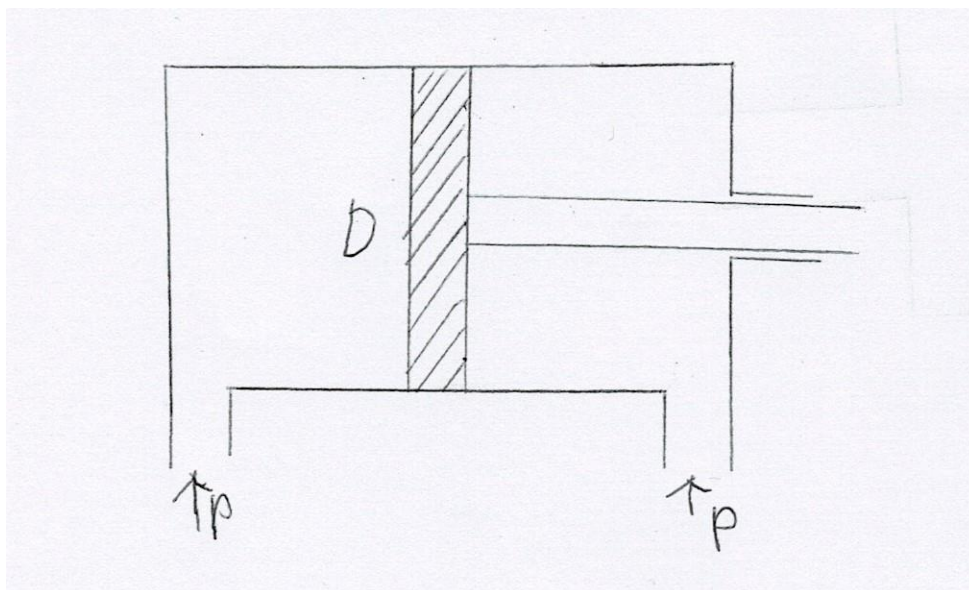
$$d \geq \sqrt{\frac{4R_{03}}{2\pi k_t}} = 0,6 \text{ mm}$$

W celu zwiększenia bezpieczeństwa przyjmujemy:

$$d = 2 \text{ mm}$$

9. Wybór siłownika

Siłownik stanowi napęd całego chwytaka i musi spełniać odpowiednie parametry zależne od projektu. Do modyfikowalnych cech należą skok, siła na tłoku oraz średnica tłoka. Chcemy dobrać siłownik w taki sposób, aby jak najlepiej pasował do wcześniej obliczonych zmiennych. Kolejną istotną kwestią jest wybór siłownika, który będzie działał w fazie cofania, gdyż w przypadku tego projektu to właśnie cofający się tłok napędza szczęki chwytaka do chwycenia przedmiotu.



Skok siłownika - $\Delta x = 10 \text{ mm}$

Siła tłoka - $F_s = 68 \text{ N}$

Siłownik działa dzięki dostarczanemu mu ciśnieniu:

$$P = 0,6 \text{ Mpa}$$

Siła, którą dzięki niemu uzyskujemy jest zależna od powierzchni, na którą działa to ciśnienie.

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Wybrany przez nas siłownik musi spełniać poniższe równanie

$$P * A \geq F_s * k$$

Gdzie k to współczynnik przeciążenia stosowany w celu zwiększenia marginesu błędu.

Przyjmujemy:

$$k = 1,2$$

Po przekształceniach otrzymujemy:

$$D = \sqrt{\frac{4kF_s}{\pi P}} \geq 14 \text{ mm}$$

Szukamy więc siłownika, którego różnica średnic jest równa co najmniej 14 mm.

Siłę teoretyczną skoku powrotnego otrzymujemy poprzez pomnożenie wymaganej przez nas siły siłownika przez współczynnik przeciążenia, co daje:

$$F_t \geq F_s \cdot k \cong 82 \text{ N}$$

Na podstawie skoku siłownika, średnicy tłoka oraz minimalnej wymaganej siły teoretycznej dobieramy odpowiedni siłownik od producenta.

Wybrany został siłownik ADN-S-16-10-I-P, który ma średnicę tłoka wynoszącą 16 mm oraz siłę teoretyczną równą 90 N.

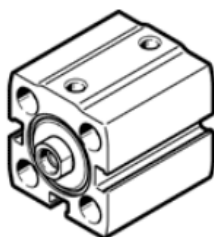


Przykładowy widok

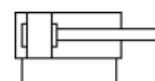
Siłownik kompaktowy ADN-S-16-10-I-P

Numer części: 8076405

★ Podstawowy program produkcyjny



FESTO



Ogólne warunki stosowania

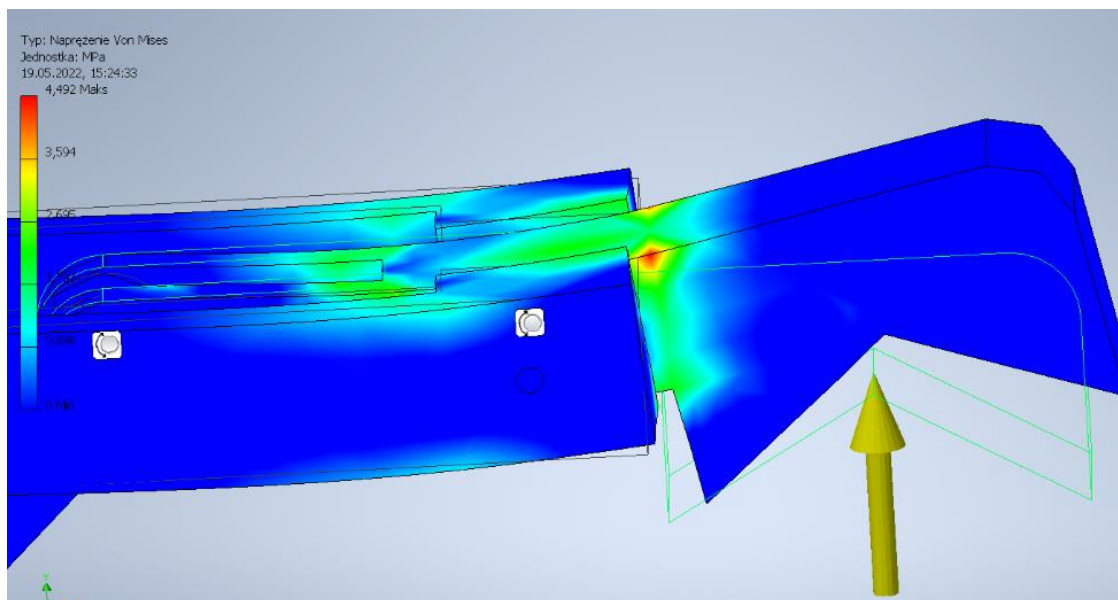
Karta danych

Karta danych

Cecha	Wartość
Data wysyłki	→ Pokaż
Skok	10 mm
Srednica tłoka	16 mm
Amortyzacja	P: Elastyczne pierścienie / płytki amortyzacyjne z obu stron
Pozycja zabudowy	Dowolna
Tryb pracy	Dwustronnego działania
Zakończenie tłoczyska	Gwint wewnętrzny
Konstrukcja	Tłok Tłoczyskowy
Warianty	Jednostronne tłoczysko
Ciśnienie robocze MPa	0.1 ... 1 MPa
Ciśnienie robocze	1 ... 10 bar
Medium robocze	Sprężone powietrze wg ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Uwagi odnośnie medium roboczego	Możliwa praca na powietrzu olejonym (po rozpoczęciu olejania jest ono wymagane przy dalszej pracy)
Klasa odporności na korozję CRC	1 – Niska odporność na korozję
Temperatura otoczenia	0 ... 60 °C
Maks. energia uderzenia w położeniach końcowych	0.1 J
Siła teoretyczna przy 0.6 Mpa (6 bar, 87 psi), powrót	90 N
Siła teoretyczna przy 0.6 MPa (6 bar, 87 psi), wysunięcie	121 N
Przemieszczana masa własna przy 0 mm skoku	6 g
Dodatkowy współczynnik przemieszczanej masy własnej na 10 mm skoku	4 g
Ciężar podstawowy dla 0 mm skoku	32.5 g
Ciężar dodatkowy na 10 mm skoku	18 g
Sposób montażu	Przy pomocy otworów przelotowych Przy pomocy gwintów wewnętrznych Przy pomocy osprzętu Do wyboru:
Przyłącza pneumatyczne	M5
Uwaga dotycząca materiałów	Zgodne z RoHS
Materiał pokrywy	Stop aluminium, anodowany
Materiał uszczelnień dynamicznych	NBR
Materiał obudowy	Stop aluminium, anodowany
Materiał tłoczyska	Stal wysokostopowa, nierdzewna

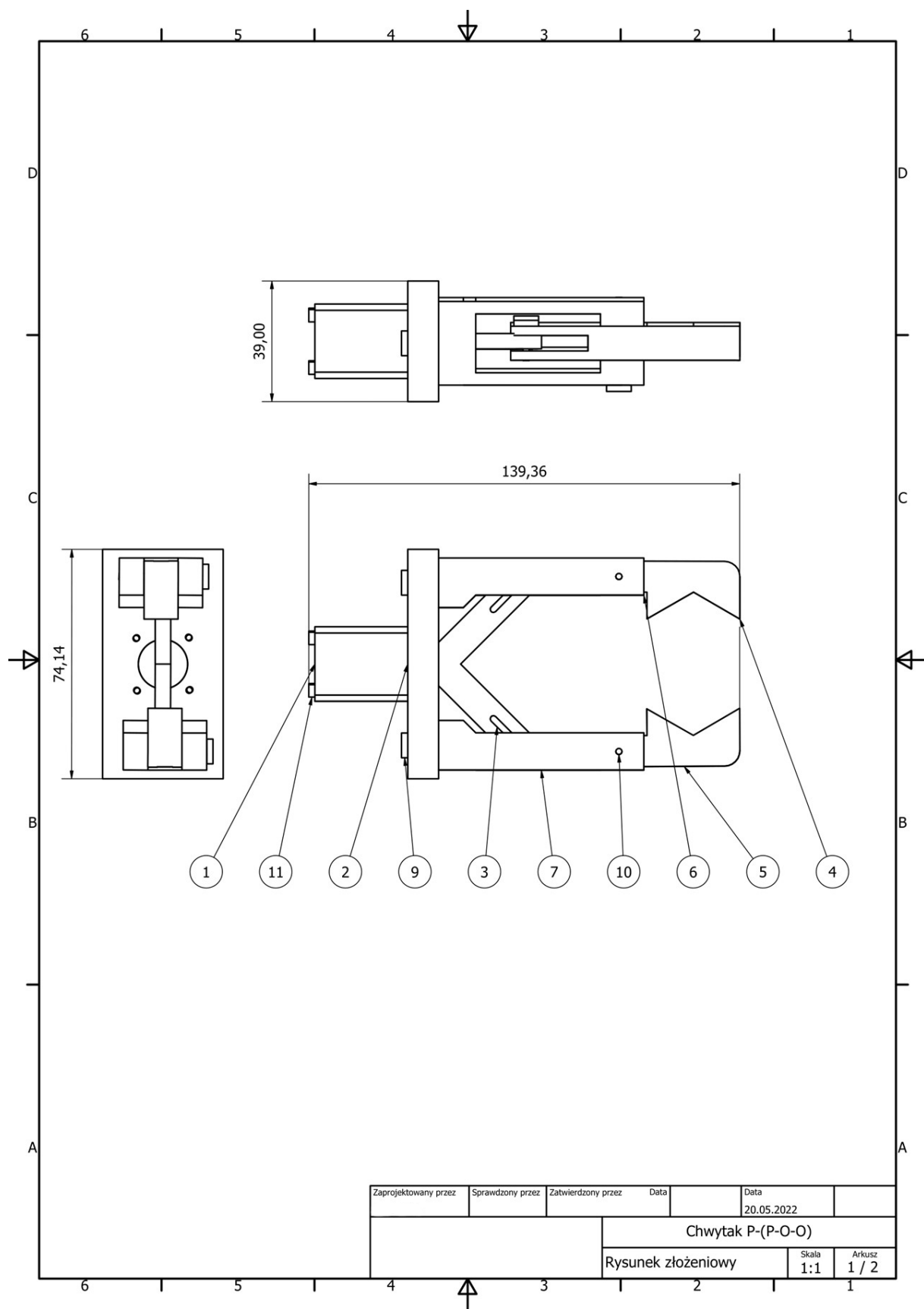
10. Analiza wytrzymałościowa

W celu weryfikacji funkcjonalności chwytaka przy założonych długościach elementów i rodzaju materiału, przeprowadzamy analizę naprężeń w programie Autodesk Inventor Professional 2022. W tym celu wykonano prototyp chwytaka, zdefiniowano stałe osie obrotu oraz nieruchome elementy, następnie do szczęk chwytaka przykładamy siłę chwytu oraz dokonujemy symulacji rozkładu sił w chwytaku. Dzięki temu możemy odczytać maksymalne oraz minimalne naprężenia w chwytaku.



Na podstawie analizy wytrzymałościowej widzimy, że maksymalne obciążenie jest niższe od dopuszczalnego, co upewnia nas w przekonaniu, że ten prototyp chwytaka wykonany ze stali będzie działał prawidłowo.

11. Rysunek złożeniowy wraz z listą części



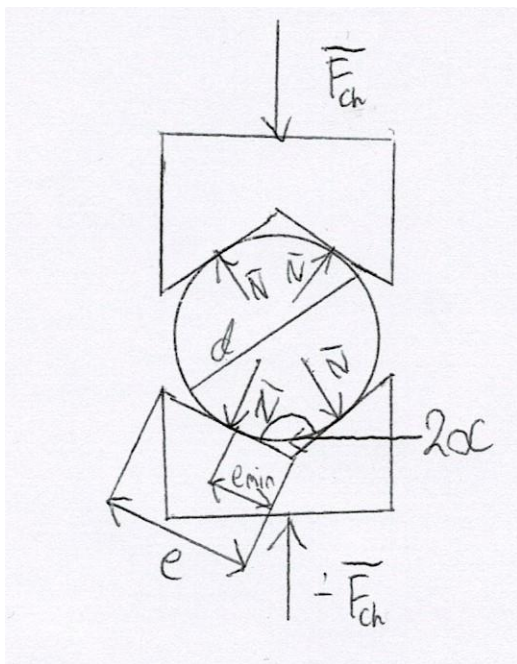
12. Podsumowanie

Głównym zadaniem tego projektu była nauka realizacji projektu wykonawczego chwybaka oraz zrozumienie i zastosowanie podstaw kinematyki i mechaniki. Projekt wymagał znajomości podstawowych funkcji programu Autodesk Inventor Professional 2022, a także znajomości podstawowych zasad algebry liniowej i geometrii. Wiedza nabyta w trakcie konstruowania projektu jest niezbędna w życiu inżyniera.

13. Bibliografia

1. R. Olszewski, Wykład „Prototypowanie konstrukcji w technice druku 3D i CNC”.
2. R. Olszewski, Ćwiczenia projektowe „Prototypowanie konstrukcji w technice druku 3D i CNC”.

Aneks



Z rysunku można wywnioskować, że

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d}{2e_{\text{mln}}}$$

Dostajemy:

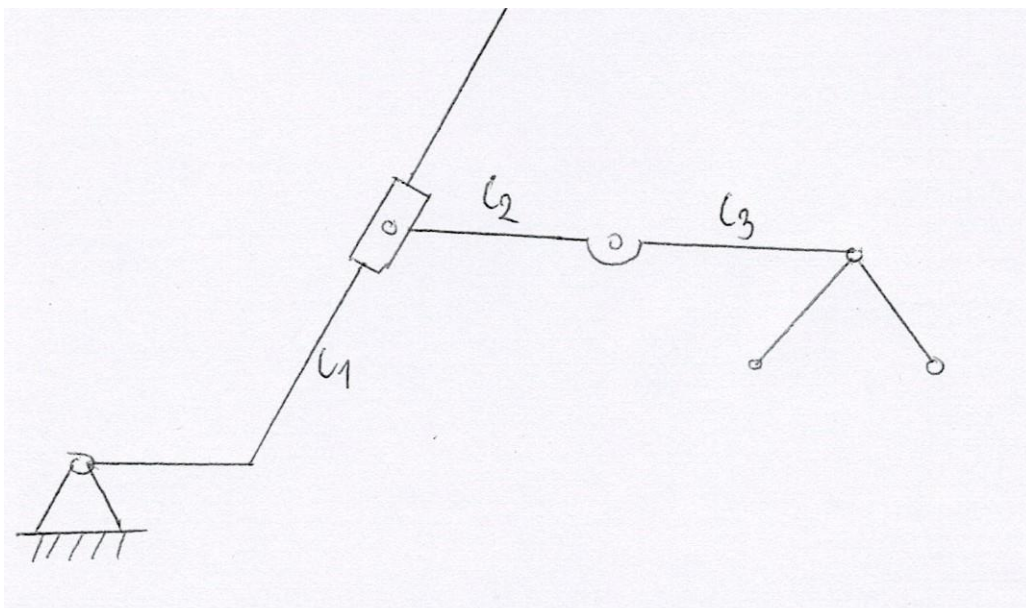
$$e_{\text{mln}} = \frac{d}{2\operatorname{tg} \alpha}$$

$$e_{\text{mln}} = 14,43 \text{ mm}$$

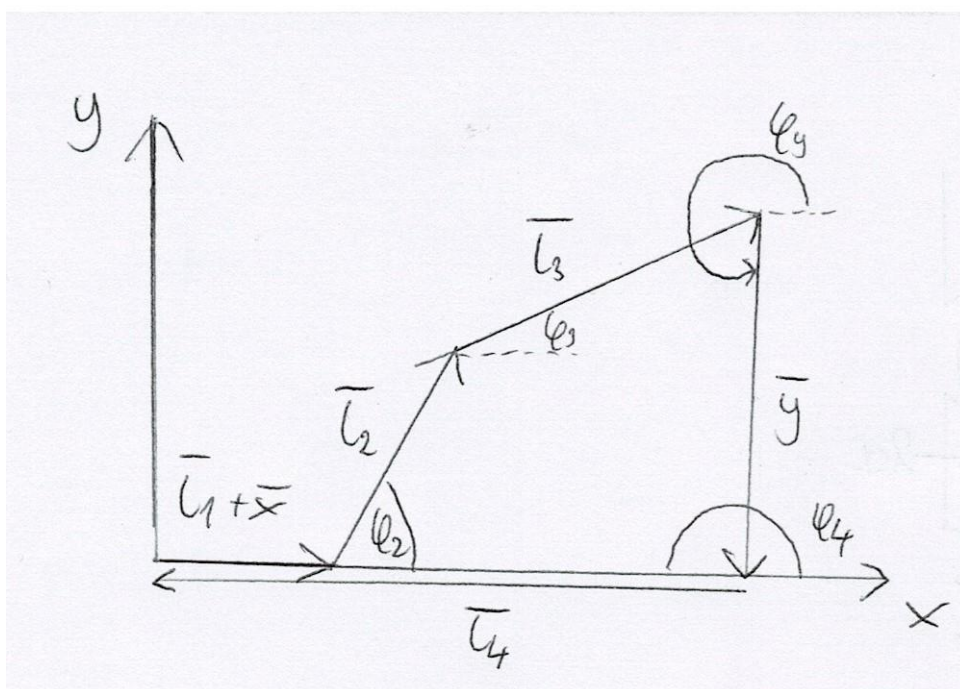
Długość e powinna być większa, więc dostajemy:

$$e \geq \frac{d}{2\operatorname{tg} \alpha}$$

Dostajemy: $e = 30 \text{ mm}$



$l_1 = 41,34 \text{ mm}, l_2 = l_3 = 32 \text{ mm}$



Stałe długości i kąty:

$l_1 = 50 \text{ mm}$

$\varphi_1 = 0$

$\varphi_2 = 57,85^\circ$

$l_3 = 64 \text{ mm}$

$\varphi_y = 270^\circ$

$\varphi_4 = 180^\circ$

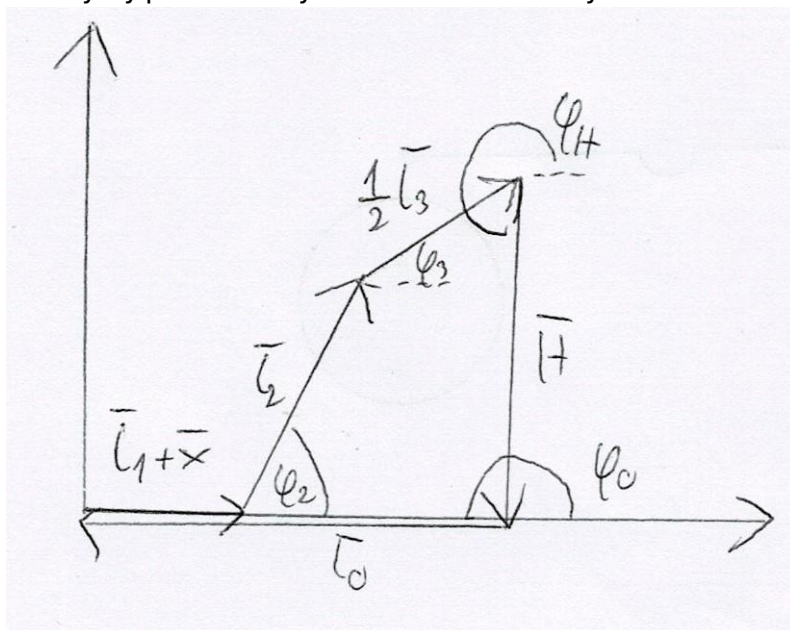
Charakterystyka przesunięciowa: $y = f p(x)$ jest zależnością rozwarcia końcówek chwytnych od przemieszczenia tłoka siłownika.

Aby ją wyznaczyć, musimy rozwiązać równanie:

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

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

Odczytujemy współrzędne położenia podpory (w połowie l) i tworzymy pomocniczy wielobok wektorowy.



Z programu SAM można odczytać więc poniższe wartości:

$$H = 35 \text{ mm}$$

$$\varphi_h = 270^\circ$$

$$l_0 = 104 \text{ mm}$$

$$\varphi_0 = 180^\circ$$

$$\begin{cases} x + l_1 + l_2 \cos \varphi_2 + 0,5 l_3 \cos \varphi_3 - l_0 = 0 \\ l_2 \sin \varphi_2 + 0,5 l_3 \sin \varphi_3 - H = 0 \end{cases}$$

Po wykonaniu obliczeń:

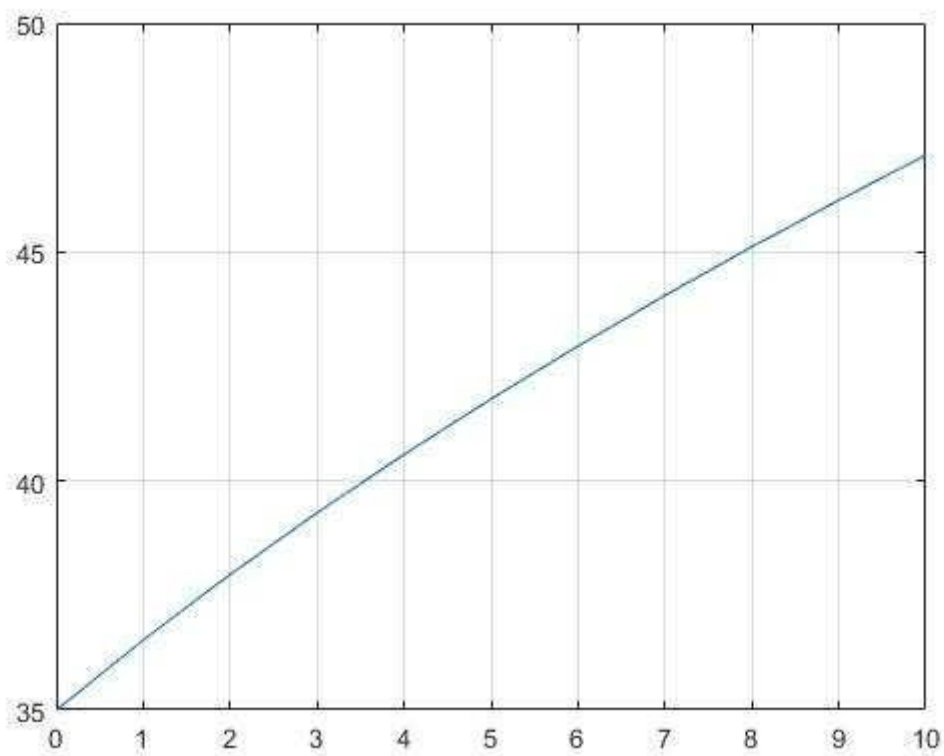
$$l_2 = \frac{1000(-\sqrt{-71690089x^2 + 4588826122x + 28971418831} - 5321x + 583679)}{10000313}$$

$$\sin \varphi_3 = \frac{35 - 0,0000846674(-\sqrt{-71690089x^2 + 4588826122x + 28971418831} - 5321x + 583679)}{32}$$

Po podstawieniu do wzoru na y :

$$y = 70 - 0,0000846673(\sqrt{-71690089x^2 + 4588826122x + 28971418831} - 5321x + 583679)$$

Jest to poszukiwana charakterystyka: $y = f_p(x)$



Wykres $y = f_p(x)$, wygenerowany w programie MatLab

Z wykresu wynika, że nasze wyniki są zgodne z oczekiwaniami.

Charakterystyka prędkościowa określa stosunek prędkości końcówek chwytnych do

prędkości tłoka siłownika, w zależności od przemieszczenia tłoka.

Jest ona wyrażana więc wzorem: $f_v(x) = \frac{y}{x}$

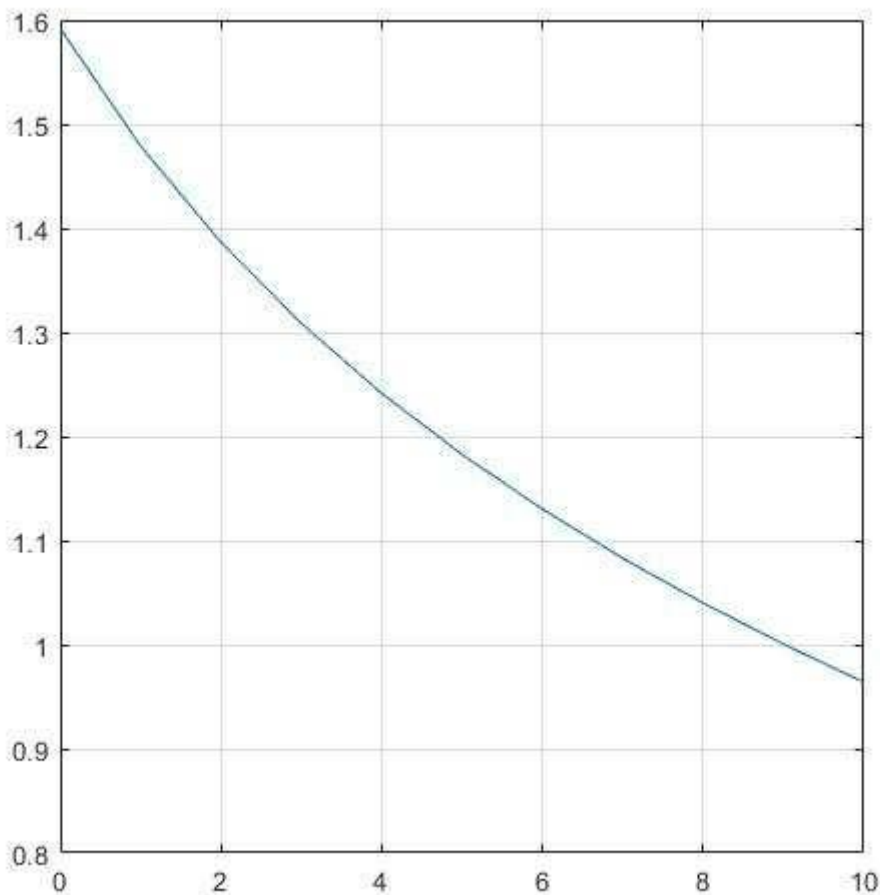
Przyjmuję prędkość tłoka siłownika:

$X = 1 \text{ mm}$

Można obliczyć funkcję charakterystyki prędkościowej, różniczkując po czasie t funkcję charakterystyki przesunięciowej:

$$f_v(x) = \frac{\partial}{\partial t} f_p(x(t)) =$$

$$-0,0000846673(-5321 - \frac{4588826122 - 143380178x}{2\sqrt{-71690089x^2 + 4588826122x + 28971418831}})$$



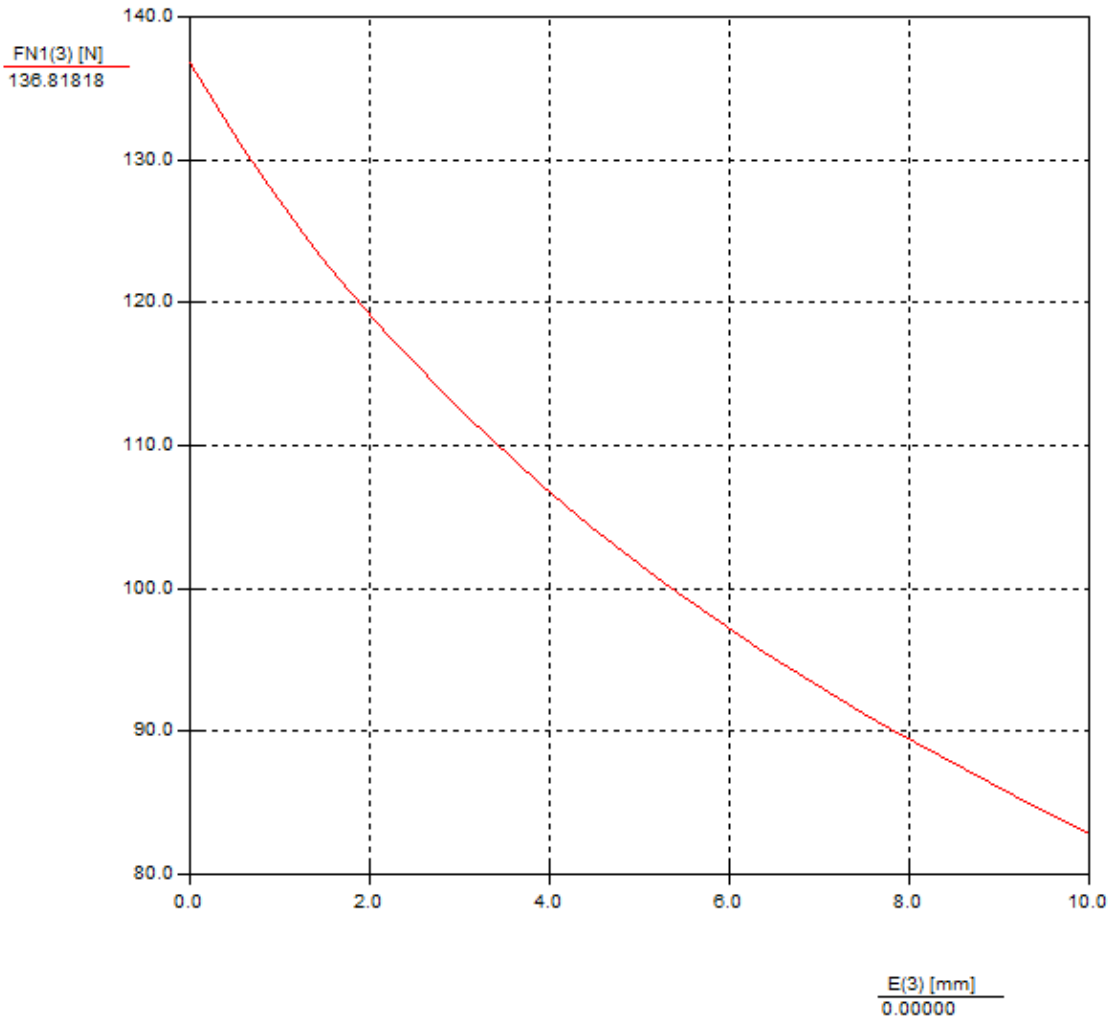
Wykres $f_v(x) = \frac{y}{x}$ wygenerowany w programie MatLab

Wykres potwierdza poprawność obliczeń

Po przekształceniach: $F_s = 2 F_{ch} \operatorname{tg} \alpha$, więc ostatecznie: $F_s = 136,82 \text{ N}$

Przyjmuję więc $F_s = 137 \text{ N}$

W takim razie $f_F(0) = \frac{43 \text{ N}}{137 \text{ N}} = 0.31$



Gdy chwytak znajduje się w położeniu zerowym (zamknięty) siła na tłoku siłownika zgadza się z obliczoną, co potwierdza poprawność obliczeń.

Zgodnie z nią: $f_F(x) = \frac{1}{f_v(x)}$

W takim razie dla położenia $x = 0$ otrzymujemy: $f_F(0) = 0,31$

Wartość jest identyczna z obliczoną wcześniej, co także świadczy o poprawności.