

Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica w Krakowie

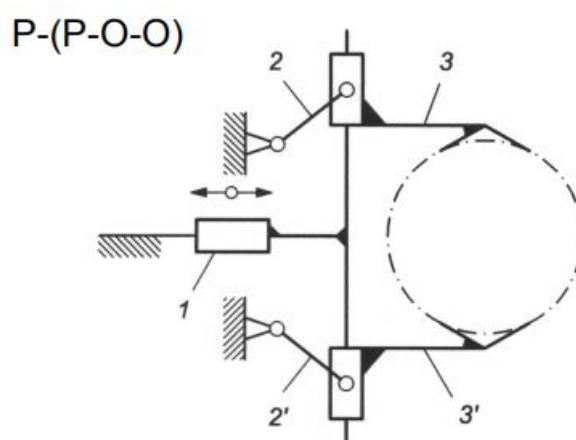
Projekt techniczny mechanizmu chwytaka

Marceli Jach
WEAIB
AIR semestr II
grupa II

1. Zadanie projektowe

Celem jest zaprojektowanie chwytaka do manipulatora przemysłowego według zadanego schematu kinematycznego i spełniającego poniższe wymagania:

- W procesie transportu urządzenie ma za zadanie pobrać (uchwycić) obiekt w położeniu początkowym, trzymać go w trakcie trwania czynności transportowych i uwolnić w miejscu docelowym,
- Transportowanymi obiektami są mosiężne walce o średnicy $d = 50 \text{ mm}$ oraz długości $l = 100 \text{ mm}$,
- Siłownik chwytaka zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu nominalnym :
 $p_n = 6 \text{ bar} = 6000 \text{ hPa} = 0,6 \text{ MPa}$



Rysunek 1. Zadany schemat kinematyczny chwytaka

2. Obliczanie ruchliwości chwytaka

Ruchliwość obliczymy zgodnie ze wzorem:

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

gdzie:

w – ruchliwość mechanizmu płaskiego (w naszym przypadku chwytaka)

n – liczba członów ruchomych

p_5 – liczba par kinematycznych klasy V (zarówno obrotowych jak i postępowych)

p_4 – liczba par kinematycznych klasy IV (zarówno obrotowych jak i postępowych)

W naszym przypadku:

$$n = 5 \Leftarrow \{1, 2, 2', 3, 3'\}$$

$$p_5 = 7 \Leftarrow \{(0, 1); (0, 2); (0, 2'); (1, 3); (1, 3'); (2, 3); (2', 3')\}$$

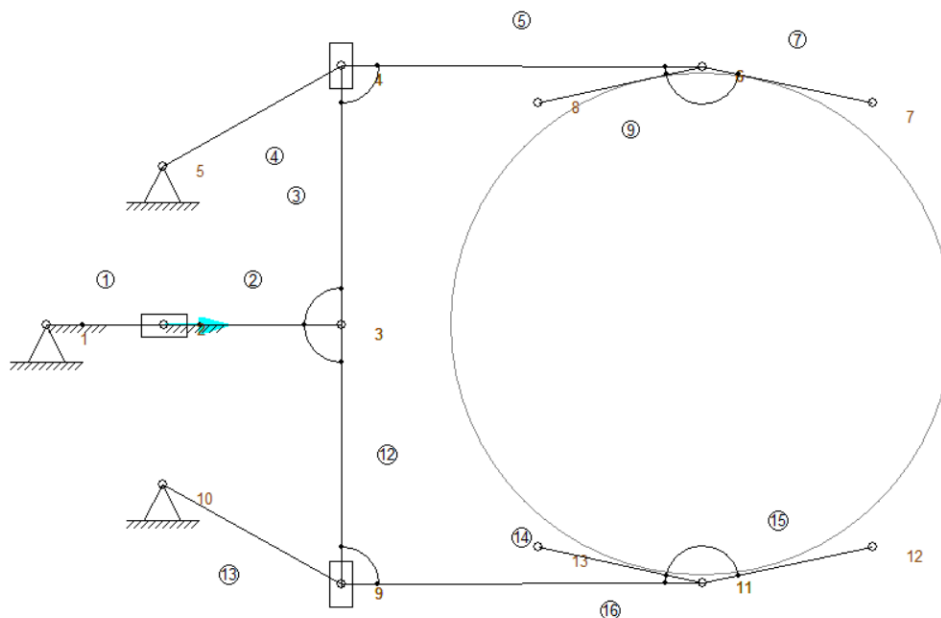
$$p_4 = 0 \Leftarrow \text{brak par kinematycznych klasy IV}$$

$$w = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 15 - 14 = 1$$

Ruchliwość $w = 1$ oznacza, że do napędu naszego mechanizmu wystarczy zastosować **jeden siłownik pneumatyczny o ruchu liniowym**.

3. Modelowanie schematu w programie SAM

W celu sprawdzenia poprawności wyliczonej ruchliwości oraz upewnienia się czy chwytak wykonany na podstawie zadanego schematu kinematycznego, będzie spełniał narzucone zadania, wykonałem jego model w programie SAM v7.0



Rysunek 2. Model chwytaka w programie SAM (stosunki długości na rysunku mogą się nie zgadzać z przyjętymi)

Analiza za pomocą programu, potwierdziła spełnienie przez model zadanych założeń. Pozwoliła również określić stałe długości oraz kąty w modelu.

Przyjęte długości:

$$l_2 = 20 \text{ mm}$$

$$l_4^z = l_{13} = 25 \text{ mm}$$

$$l_5 = l_{16} = 50mm$$

$$l_7=l_9=l_{14}=l_{15}=29\text{ mm}$$

Przyjęte kąty:

$$\varphi_3 = 90^\circ$$

$$\varphi_3' = 270^\circ$$

$$\varphi_4 = 270^\circ$$

$$\varphi_9 = 90^\circ$$

$$\varphi_6 = \varphi_{11} = 120^\circ \text{ (kąt rozwarcia pazurków)}$$

4. Obliczanie ciężaru chwytanego obiektu

$$\rho = 8600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad - \text{ gęstość mosiądku}, \quad g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad - \text{ przyspieszenie ziemskie}$$

Do obliczenia ciężaru chwytanego obiektu, wykorzystamy wzory:

Gdzie m oznacza masę obiektu a V jego objętość.

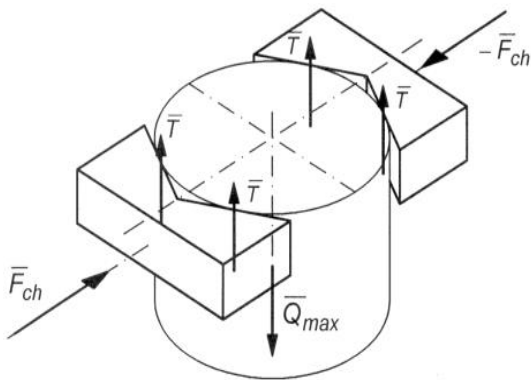
$$\begin{cases} m = V \cdot \rho \\ V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \end{cases}$$

$$m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \cdot \rho = \frac{3.1415 \cdot (5 \cdot 10^{-2} \text{ m})^2}{4} \cdot 0.1 \text{ m} \cdot 8600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1.69 \text{ kg}$$

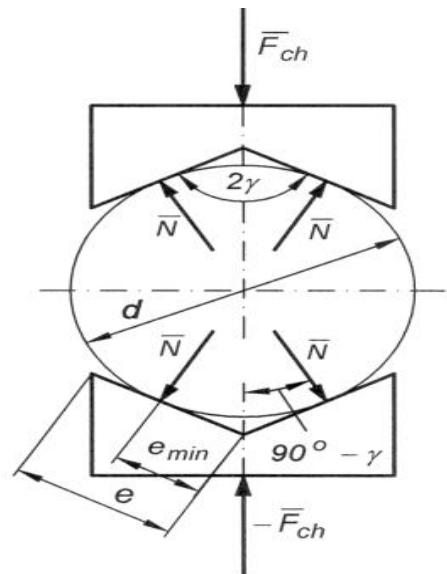
$$Q = m \cdot g = 1.69 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 16.58 \text{ N} - \text{ciężar chwytanego obiektu}$$

Dla wygody obliczeń jako ciężar obiektu przyjmę przybliżenie równe 17 N.

5. Obliczenie potrzebnej siły chwytu



Rysunek 4. Rozkład sił tarcia podczas chwytania. Źródło: J. Felis, Struktura mechanizmów, „Zapis i Podstawy Produkcji”



Rysunek 3. Rozkład sił normalnych podczas chwytania. Źródło: J. Felis, Struktura mechanizmów, „Zapis i Podstawy Produkcji”

Aby obliczyć siłę chwytu chwytaka wykorzystamy zależność :

$$Q \leq 4T - \text{warunek zrównoważenia siły ciężkości przez siły tarcia}$$

Dane :

Materiał wykonania pazurków chwytaka – stal

Współczynnik tarcia statycznego stal – mosiądz : $\mu = 0,35$

Kąt rozwarcia pazurków $\varphi_6 = 120^\circ$

Pazurki zostały zaprojektowane na podstawie sześciokąta opisanego na chwytanym obiekcie z czego wynika ich długość równa 30 mm oraz to, że są styczne do chwytanego obiektu.

$$Q = 17 \text{ N} - \text{ciężar chwytanego obiektu}$$

Zależność pomiędzy siłami tarcia oraz siłą chwytu wynika z III zasady dynamiki Newtona oraz tych równań:

$$\begin{cases} T = \mu \cdot N - \text{gdzie } \mu \text{ to współczynnik tarcia statycznego stal – mosiądz} \\ F_{ch} = 2 \cdot N \cdot \sin\left(\frac{\varphi_6}{2}\right) \left(\text{na powyższym rysunku } \varphi_6 \text{ odpowiada } 2\gamma\right) \end{cases}$$

$$N = \frac{F_{ch}}{2 \cdot \sin\left(\frac{\varphi_6}{2}\right)} \Rightarrow T = \mu \cdot \frac{F_{ch}}{2 \cdot \sin\left(\frac{\varphi_6}{2}\right)} \Rightarrow Q \leq 4 \cdot \mu \cdot \frac{F_{ch}}{2 \cdot \sin\left(\frac{\varphi_6}{2}\right)} \Rightarrow F_{ch} \geq \frac{Q \cdot 2 \cdot \sin\left(\frac{\varphi_6}{2}\right)}{4 \cdot \mu} \Rightarrow$$

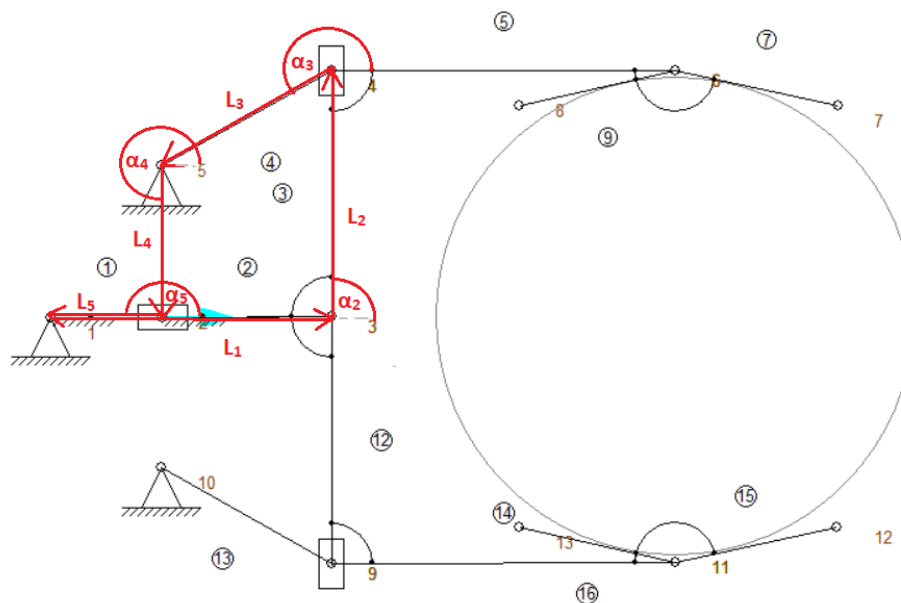
$$\Rightarrow F_{ch} \geq \frac{17N \cdot \frac{\sqrt{3}}{2}}{2 \cdot 0.35} \approx 21N \Rightarrow F_{ch} \geq 21N$$

Z powyższych obliczeń wynika nam minimalna siła chwytu potrzebna do utrzymania chwytanego obiektu. W przypadku wystąpienia jakichkolwiek czynników zewnętrznych np. zewnętrzne przyspieszenia, wilgotna powierzchnia obiektu czy dostarczenie odrobinę za małej siły chwytu, chwytak nie będzie w stanie wykonać powierzonego mu zadania. W związku z tym, otrzymaną wartość pomnożymy przez 1.5 (wynik zaokrąglając w górę) aby dana siła chwytu prawie zawsze wystarczyła, niezależnie od okoliczności.

$$F_{ch} = 21N \cdot 1.5 = 32N$$

6. Wyznaczenie pozostałych długości i kątów.

W celu wyznaczenia ostatniej długości – długości członu drugiego (zgodnie z numeracją z rys 1.) oraz jego kąta, wyznaczyłem wielobok wektorowy chwytaka w pozycji zamkniętej...



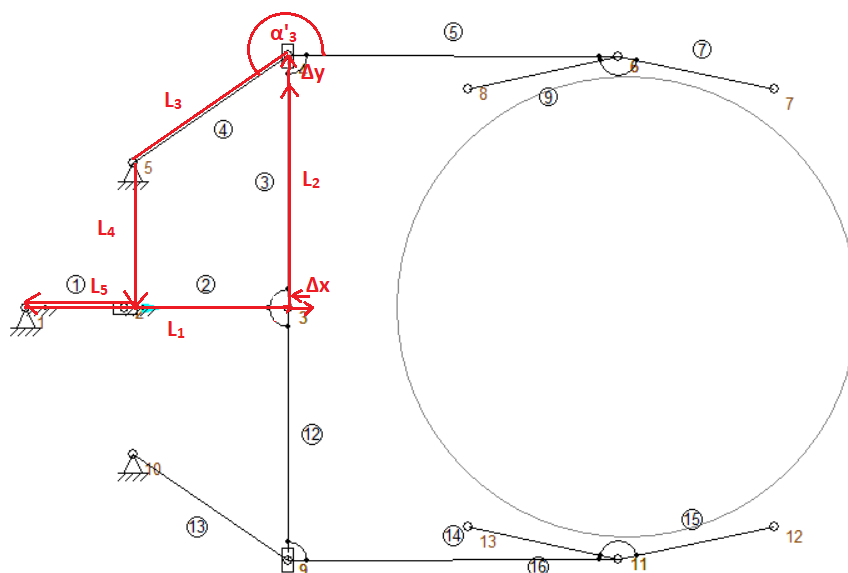
...z którego wynikają dane równania:

$$\begin{cases} L_1 \cdot \cos \alpha_1 + L_2 \cdot \cos \alpha_2 + L_3 \cdot \cos \alpha_3 + L_4 \cdot \cos \alpha_4 + L_5 \cdot \cos \alpha_5 = 0 \\ L_1 \cdot \sin \alpha_1 + L_2 \cdot \sin \alpha_2 + L_3 \cdot \sin \alpha_3 + L_4 \cdot \sin \alpha_4 + L_5 \cdot \sin \alpha_5 = 0 \end{cases}$$

Po podstawieniu wcześniej przyjętych kątów otrzymujemy:

$$1) \begin{cases} L_1 + L_3 \cdot \cos \alpha_3 - L_5 = 0 \\ L_2 + L_3 \cdot \sin \alpha_3 - L_4 = 0 \end{cases}$$

Po ustawieniu chwytaka w pozycji otwartej...



... możemy zauważyć że większość długości się nie zmienia. Jedynie długość L_1 jest pomniejszona o Δx – skok siłownika, oraz L_2 jest powiększona o Δy – maksymalne rozwarście pazurków chwytaka. Zmianie również uległ jeden kąt – α_3 , który w tej pozycji (maksymalnego rozchylenia) będę oznaczać jako α'_3 .

Za skok siłownika przyjmuję wartość $\Delta x = 10\text{mm}$, natomiast za maksymalne rozwarście pazurków $\Delta y = 15\text{mm}$. Z powyższych wniosków wynikają równania, które po podobnych do poprzednich przekształceniach mają postać:

$$2) \begin{cases} L_1 - L_5 + L_3 \cdot \cos \alpha'_3 = \Delta x \\ -(L_2 - L_4) - L_3 \cdot \sin \alpha'_3 = \Delta y \end{cases}$$

Z układu 1) wyznaczam $L_1 - L_5$ oraz $L_2 - L_4$ i podstawiam do układu 2). Otrzymuję:

$$3) \begin{cases} L_3 \cos \alpha'_3 - L_3 \cos \alpha_3 = \Delta x \\ L_3 \sin \alpha_3 - L_3 \sin \alpha'_3 = \Delta y \end{cases}$$

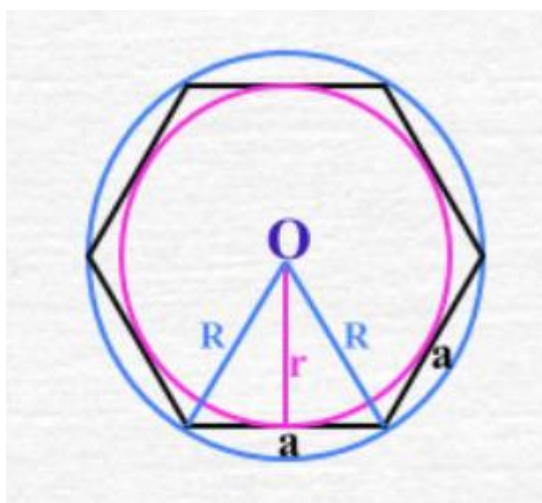
Układ równań 3) jest nieoznaczony i ma nieskończenie wiele rozwiązań. W związku z tym, wybiorę jedno z tej nieskończonej ilości, przyjmując wartość $\alpha_3 = 195^\circ$ (wartość przyjęta wspomagając się analizą symulacji w programie SAM). Po podstawieniu otrzymujemy:

$$\begin{cases} L_3 (\cos \alpha'_3 + 0,966) = 10\text{mm} \\ L_3 (-0,259 - \sin \alpha'_3) = 15\text{mm} \end{cases}$$

Co po wykonaniu obliczeń daje nam rozwiązanie:

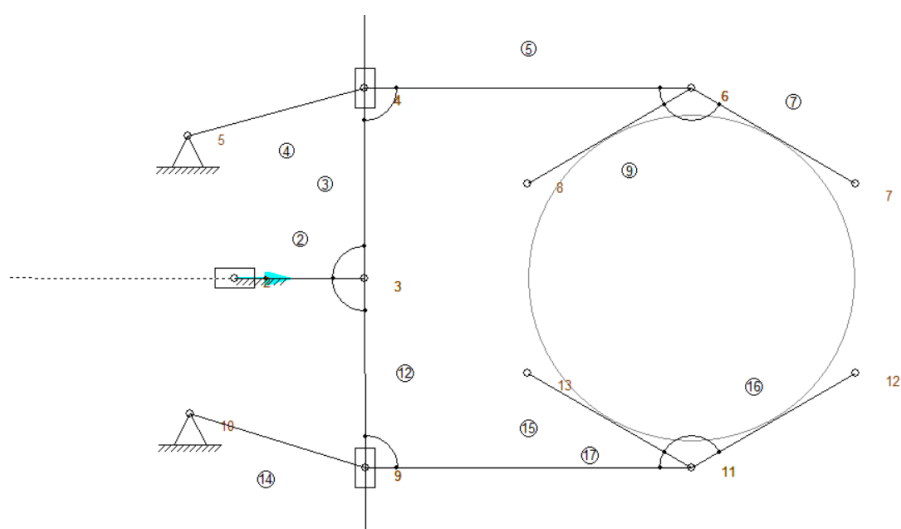
$$\begin{cases} \alpha'_3 = 232^\circ \\ L_3 = 28 \text{ mm} \end{cases}$$

Ostatnią długością której nie mamy wyznaczonej, jest długość oznaczona na rys. 2. numerem 3 (ozn. l_3). Można ją łatwo wyznaczyć z wykorzystując geometrię. Skoro pazurki zostały zaprojektowane tak, aby tworzyły fragment sześciokąta opisanego na obiekcie w kształcie walca, to długość l_3 , będzie równa promieniowi okręgu opisanego na tym sześciokącie, która jest równa długości boku tego sześciokąta, zgodnie z rysunkiem poniżej:



Rysunek 5. Okręgi wpisane i opisane na sześciokącie foremnym

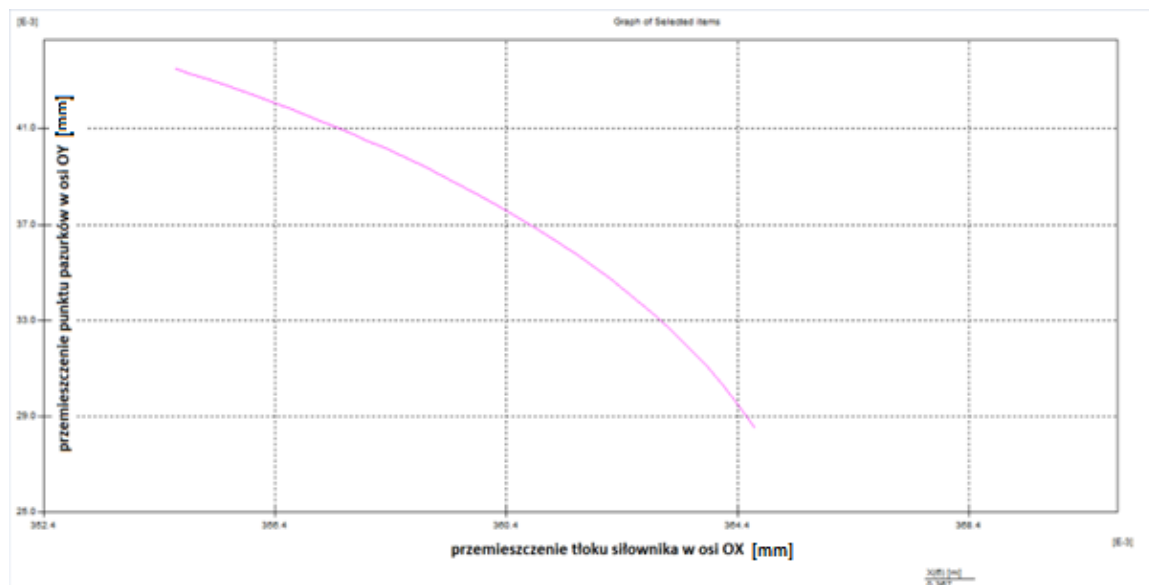
W związku z czym długość $l_3 = 29 \text{ mm}$. Po wyliczeniu wszystkich długości i kątów, mogę wykonać w pełni poprawny model analizowanego chwytaka w programie SAM.



Rysunek 6. Model w programie SAM z długościami i kątami odpowiadającymi rzeczywistym wymiarom chwytaka.

*Natomiast w ten sposób prezentuje się zależność przemieszczenia pionowego punktu szczęk od przemieszczenia poziomego tłoku siłownika, wygenerowana przez ten sam program:

*zagadnienie zawarte w ramach ciekawostki



7. Wyznaczanie prędkości chwilowej końcówki chwytnej

W celu wyznaczenia prędkości liniowej końcówki chwytnej skorzystamy z układu równań wcześniej wyznaczonego metodą wieloboku wektorowego.

$$\begin{cases} L_1 + L_3 \cdot \cos \alpha_3 - L_5 = 0 \\ L_2 + L_3 \cdot \sin \alpha_3 - L_4 = 0 \end{cases}$$

Aby otrzymać układ równań odnoszący się do prędkości chwilowych odpowiednich członów, powyższy układ należy zróżniczkować po zmiennej czasu. Jako że długość L_1 ulega zmianie w czasie pod wpływem przemieszczenia tłoku siłownika, jej pochodną będzie jego prędkość liniowa x' , której wartość przyjmę jako $x'_{\max} = 10 \text{ mm/s}$ w momencie rozpoczęcia rozchylania szczęk (wynika z analizy w programie SAM). Analogicznie długość L_2 ulega zmianie w czasie, co jest wynikiem przemieszczenia końcówki chwytnej. W związku z tym po zróżniczkowaniu otrzymamy prędkość pionową końcówki którą oznaczę y' . Po przeprowadzeniu różniczkowania układ przyjmuje postać:

$$\begin{cases} x'(t) - L_3 \omega_3 \sin(\alpha_3(t)) = 0 \\ y'(t) + L_3 \omega_3 \cos(\alpha_3(t)) = 0 \end{cases}$$

Biorąc moment rozpoczęcia rozchylania szczęk, (czyli dla $\alpha_3 = 195^\circ$) otrzymujemy:

$$* \quad L_3 \omega_3 = \frac{x'(t_0)}{\sin(\alpha_3(t_0))} = v_{\max} = \frac{-10 \frac{\text{mm}}{\text{s}}}{-0,259} \approx 39 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

*minus występujący w podstawieniu za $x'(t_0)$ mówi o kierunku prędkości (jest to wielkość wektorowa). Przyjęło się że kierunek w lewo lub w dół od punktu odniesienia otrzymuje minus przed wartością.

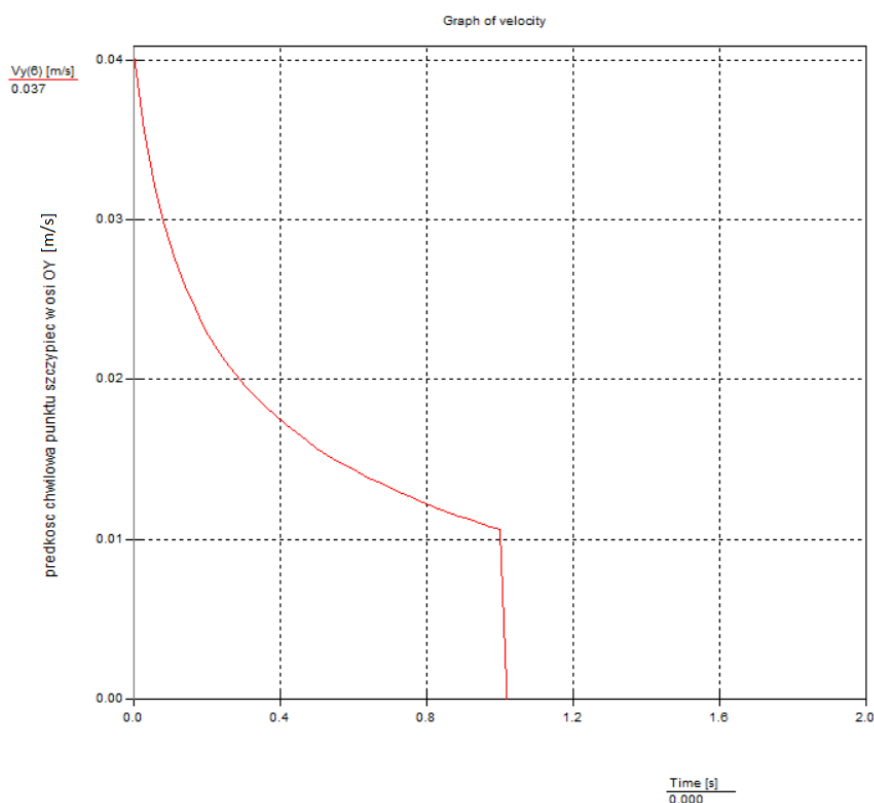
W celu porównania wyliczonej wartości, wyznaczę wartość y'_{\max} .

$$y'_{\max}(t_o) = -L_3 \omega_3 \cos(\alpha_3(t_o)) = -39 \cdot -0,966 \approx 38 \frac{mm}{s}$$

Rzeczywiście wyznaczona prędkość chwilowa w momencie rozchylania szczęk, pokrywa się z tą wyznaczoną przez program SAM. Różnica pomiędzy wartością 37mm/s a 38mm/s wynika z przybliżeń do pełnych milimetrów w powyższych obliczeniach. Wartość $y'_{\max}(t_o)$ przy obliczeniach z dokładnością do 10-tego miejsca po przecinku wynosi...

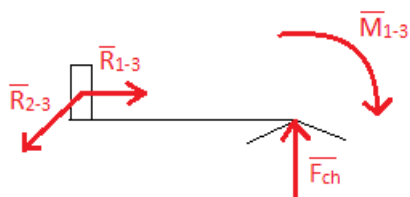
$$y'_{\max}(t_o) = 37,2972973 \text{ mm/s}$$

...co w przybliżeniu daje dokładnie tyle ile wyznaczył SAM.

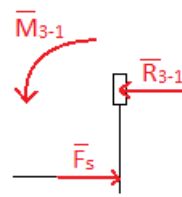


8. Analiza sił oraz wyznaczenie siły siłownika

Siła z jaką chwytak pochwyci przedmiot wynika z siły zapewnionej przez siłownik. Jej wartość jest określona, i zależy dostępnego ciśnienia zasilającego siłownik, oraz średnicy tłoku. Zatem aby dobrać odpowiedni siłownik, najpierw muszę wyliczyć siłę jaką ma generować. W tym celu wykorzystam wyliczoną wcześniej siłę chwytu i przeanalizuję wszystkie siły i momenty pojawiające się na członach chwytaka w pozycji zamkniętej, czyli wykorzystam metodę uwalniania od więzów. W tej metodzie będę rozważał tylko połowę chwytaka, ze względu na to że jest symetryczny. Druga połówka zostanie uwzględniona na odpowiednim etapie obliczeń. Będę również stosować numerację z rys. 1 w odnosząc się do poszczególnych członów.



Rysunek 7. Człon 3. uwolniony od więzów



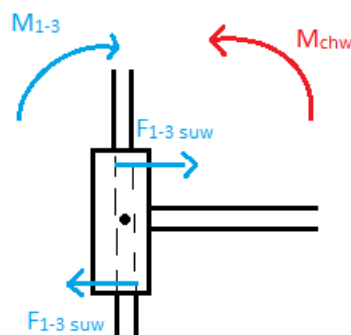
Rysunek 8. Człon 1. uwolniony od więzów

Siły na członie muszą spełniać pierwszą zasadę dynamiki Newtona, tzn.:

$$\begin{cases} \sum F_i^x = 0 \\ \sum F_i^y = 0 \\ \sum M_i = 0 \end{cases}$$

Rozważając człon 3. :

Człon 3 nie może wykonywać ruchów obrotowych, ze względu na suwak do którego jest stałe przytwierdzone (moment generowany przez suwak równoważący moment siły chwytu został oznaczony jako M_{1-3}). Zachowanie się suwaka w takiej sytuacji obrazuje poniższy rysunek:

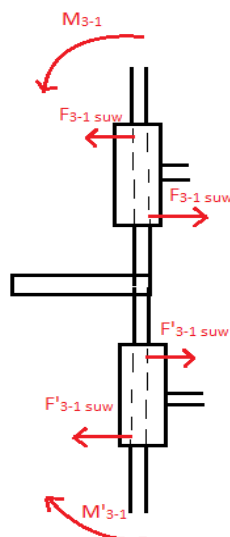


W odpowiedzi na moment siły chwytu, na styku suwaka i członu nr 1 pojawia się para sił (oznaczonych na rysunku jako $F_{1-3 \text{ suw}}$) o takiej samej wartości i kierunku, a przeciwnym zwrocie. Jedynym zadaniem tych sił jest wytworzenie momentu równoważącego moment siły chwytu. Skutkiem ubocznym takiego zjawiska, jest powstały nacisk wewnątrz suwaka, z którego może wynikać siła tarcia utrudniająca ruch. W naszym przypadku, nie rozważaliśmy jakiegokolwiek tarcia na suwaku, więc nie inaczej będzie w tym przypadku. Krótko mówiąc przyjmujemy że współczynnik tarcia w tym miejscu jest bliski zeru (przybliżenie takiego stanu można osiągnąć korzystając ze smarów). Analizując pozostałe warunki:

$$\begin{cases} F_{ch} - R_{2-3}^y = 0 \\ R_{1-3} - R_{2-3}^x = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{ch} = R_{2-3}^y \\ R_{1-3} = R_{2-3}^x \end{cases}$$

Rozważając człon 1. :

Moment M_{3-1} jest równoważony przez moment M'_{3-1} który pochodzi od drugiej, symetrycznej części chwytaka. Oba te momenty są wynikiem właściwości suwaka, które podsumowałem wcześniej. Pokazuje to poniższy rysunek:



W związku ze wzajemnym znoszeniem się momentów M_{3-1} oraz M'_{3-1} , moment wypadkowy wynosi 0. Mając to na uwadze, można wywnioskować że na członie 1 nie występuje żaden moment utwierdzenia.

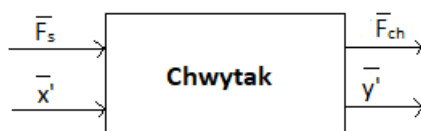
Uwzględniając drugą część konstrukcji otrzymujemy:

$$F_s = 2 \cdot R_{3-1}$$

Z powyższych rozważań wynika:

$$F_s = 2 \cdot R_{3-1} = 2 \cdot R_{1-3} = 2 \cdot R_{2-3}^x = 2 \cdot R_{2-3}^y \cdot \tan(75^\circ) = 2 \cdot F_{ch} \cdot \tan(75^\circ) = 2 \cdot 32 \cdot 3,732 \text{ N} \approx 239 \text{ N}$$

W celu sprawdzenia wyniku wyliczę wartość siły na siłowniku jeszcze raz, wykorzystując metodę mocy chwilowych.



$$F_s \cdot x' = 2 \cdot F_{ch} \cdot y'$$

Przy obliczeniach, wykorzystam dokładniejszą wartość y' która również została wcześniej przeze mnie wyliczona

$$F_s = \frac{2 \cdot F_{ch} \cdot y'}{x'} = \frac{2 \cdot 32 \cdot 37,2972...}{10} \text{ N} \approx 239 \text{ N}$$

Wyliczone wartości, uwzględniając niewielki margines błędu, są równe. Potwierdza to poprawność poprzednich obliczeń.

9. Dobór sworzni

W całej konstrukcji chwytaka, będą wykorzystywane takie same sworznie. Mając to na uwadze, należy dobrać sworzeń który będzie w stanie wytrzymać największe obciążenie z występujących. Sworznie będą występować tylko na końcach członu 2 (zgodnie z numeracją z rys.1, rozważając połowę konstrukcji) ponieważ tylko tam występują pary obrotowe. Największym (i raczej jedynym) obciążeniem działającym na sworzeń będzie siła R_{2-3} o wartości równej:

$$R_{2-3} = \left| \frac{R_{y_{2-3}}}{\sin(195^\circ)} \right| = \frac{F_{ch}}{0,259} \approx 124 \text{ N}$$

Wartość bezwzględna występuje przez to, że nie interesuje mnie znak, a jedynie wartość tej siły

Sworzeń będzie wykonany stali S185 oraz będzie ścinany w dwóch płaszczyznach. Wykorzystując tę informację możemy wyznaczyć średnicę sworznia, aby wytrzymał występujące podczas chwytu obciążenia korzystając ze wzoru:

$$\tau = \frac{R_{2-3}}{n \cdot A} \leq k_t$$

W którym:

$$\begin{cases} n = 2 - \text{liczba płaszczyzn ścinania} \\ A = \frac{\pi d^2}{4} - \text{pole przekroju sworznia} \\ k_t = 72 \text{ MPa} - \text{wartość dopuszczalnego naprężenia przy ścinaniu} \end{cases}$$

Zatem po przekształceniach otrzymujemy:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot R_{2-3}}{n \cdot \pi \cdot k_t}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 124}{2 \cdot 3,14 \cdot 72 \cdot 10^6}} \text{ m} = 1,047 \text{ mm}$$

Z obliczeń wynika, że sworzeń o średnicy równej $d = 2 \text{ mm}$ będzie spełniał wymagania wytrzymałościowe. Niestety, przy projektowaniu całej konstrukcji w programie Autodesk Inventor 2022, okazało się, że jest problem z dostępnością sworzni o takich średnicach. W związku z tym skorzystam z najmniejszej dostępnej średnicy sworznia – 3mm, która i tak spełnia wymagania wytrzymałościowe.

10. Wybór siłownika

Dobór siłownika będzie w głównej mierze polegał na doborze odpowiedniej średnicy tłoka. Z wcześniejszych obliczeń wynika że wymagana siła na siłowniku wynosi $F_s = 239 \text{ N}$. Znając również dostępne ciśnienie, można wyliczyć średnicę siłownika:

$$F_s = \left(p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \right) \cdot k$$

$p = 0,6 \text{ MPa}$ – wykorzystywane ciśnienie

D – średnica tłoka

$k = 1,2$ – współczynnik zabezpieczający na wypadek uszkodzeń, za małego ciśnienia etc.

W obliczeniach nie musimy uwzględniać średnicy tłoczyska, ponieważ w momencie zacisku ciśnienie będzie wtłaczane do części w której ono nie występuje.

$$D = \sqrt{\frac{F_s \cdot 4}{\pi \cdot p \cdot k}} \approx 20 \text{ mm}$$

Zatem siłownik który wybiorę musi posiadać skok równy $\Delta x = 10 \text{ mm}$, oraz średnicę tłoka równą 20mm. Warunki te są spełniane przez Siłownik kompaktowy ADN-20-10-A-P-A Festo.

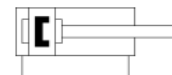
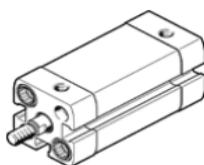
Siłownik kompaktowy ADN-20-10-A-P-A

Numer części: 536235

★ Podstawowy program produkcyjny

wg ISO 21287, z sygnalizacją położenia, z gwintem zewnętrznym na tłoczysku.

FESTO

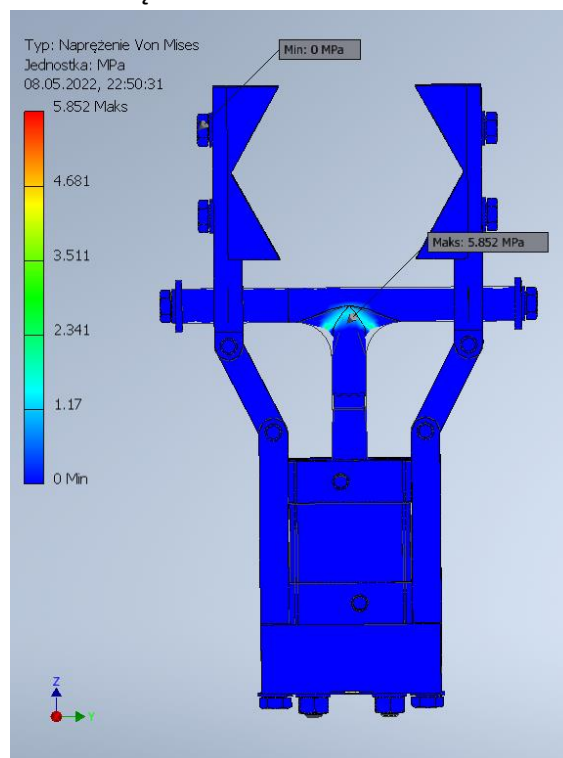


Karta danych

Cecha	Wartość
Skok	10 mm
Średnica tłoka	20 mm
Gwint na tłoczysku	M8
Amortyzacja	P: Elastyczne pierścienie / płytki amortyzacyjne z obu stron
Pozycja zabudowy	Dowolna
Zgodność z normą	ISO 21287
Zakończenie tłoczyska	Gwint zewnętrzny
Sygnalizacja położenia	Przy pomocy czujników
Warianty	Jednostronne tłoczysko
Ciśnienie robocze MPa	0.06 ... 1 MPa
Ciśnienie robocze	0.6 ... 10 bar
Tryb pracy	Dwustronne działanie
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	2 – Średnia odporność na korozję
Zgodność z PWIS	VDMA24364-B1/B2-L
Temperatura otoczenia	-20 ... 80 °C
Maks. energia uderzenia w położeniach końcowych	0.2 J
Siła teoretyczna przy 0,6 Mpa (6 bar, 87 psi), powrót	141 N
Siła teoretyczna przy 0,6 Mpa (6 bar, 87 psi), wysunięcie	188 N
Przemieszczana masa własna przy 0 mm skoku	30 g
Dodatkowy współczynnik przemieszczanej masy własnej na 10 mm skoku	6 g
Ciężar podstawowy dla 0 mm skoku	131 g
Ciężar dodatkowy na 10 mm skoku	21 g
Sposób montażu	Przy pomocy otworów przelotowych Przy pomocy gwintów wewnętrznych Przy pomocy osprzętu Do wyboru:
Przylączy pneumatyczne	M5
Uwaga dotycząca materiałów	Zgodne z RoHS
Materiał pokrywy	Aluminium Anodowanie
Materiał uszczelnień	TPE-U(PUR)
Materiał tłoczyska	Stal wysokostopowa
Materiał rury siłownika	Stop aluminium Anodowany

11. Analiza wytrzymałościowa

Analiza modelu pod kątem wytrzymałości, została wykonana za pomocą programu AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2022. Program udostępnia narzędzia, pozwalające obliczyć naprężenia, działające na elementy modelu, wykorzystując metodę elementów skończonych. Po wprowadzeniu danych, program wygenerował analizę:



Widoczne powyżej naprężenia, to naprężenia zredukowane wg Von Mises'a. Teoria awarii oparta na Von Mises jest stosowana do materiałów ciągliwych, takich jak aluminium, stal itp. Takie naprężenie porównujemy z naprężeniem dopuszczalnym w celu oceny, czy mechanizm będzie działał bezpiecznie w czasie jego eksploatacji.

Materiałem, z którego chwytak zostanie wykonany, jest stal S185, dla której wszelkie maksymalne naprężenia prezentują się następująco:

Znak stali stary/nowy	Stan obróbki cieplnej	R _m min. MPa	R _e min. MPa	Naprężenia dopuszczalne w MPa								
				kr	krj	krc	kg	kgj	kgo	ks	ksj	kso
St0S/S185		320	195	100	55	30	120	65	40	65	44	23

źródło: <https://www.cnc.info.pl/jak-obliczyc-wytrzymałosc-dowolnego-preta-ze-stali-t41809.html>

Z analizy programu INVENTOR, wynika że maksymalne naprężenie występujące w konstrukcji wynosi 5.852 MPa. Ta wartość jest dużo mniejsza od jakiegokolwiek typu naprężenia dopuszczalnego dla wybranego materiału. W związku z tym możemy przewidzieć, że wykonany chwytak, nie zniszczy się pod wpływem dostarczanej do niego siły. Oznacza to że materiał z którego został wykonany, został dobrany poprawnie.

12. Rysunek złożeniowy

13. Bibliografia

- M. E. T. Niezgodziński, Wzory wykresy i tablice wytrzymałościowe, „Tablice stosowane do obliczeń wytrzymałościowych” [Wydawnictwo Naukowo-Techniczne]
- J. Felis, Struktura mechanizmów, „Zapis i Podstawy Produkcji” - <https://home.agh.edu.pl/~kmtmipa/dydaktyka/automatyka/2>
- <https://www.cnc.info.pl/jak-obliczyc-wytrzymalosc-dowolnego-preta-ze-stali-t41809.html>
- strona producenta siłownika – festo.com
- https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- *CRC Handbook of Chemistry and Physics*, William M. Haynes (red.), wyd. 97, Boca Raton: CRC Press, 2016 - Density of Various Solids
- <https://lambdageeks.com/von-mises-stress-vs-principal-stress/> - artykuł