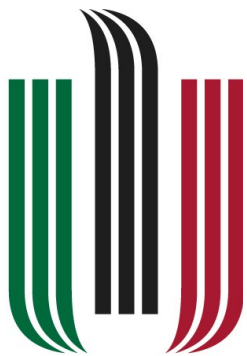
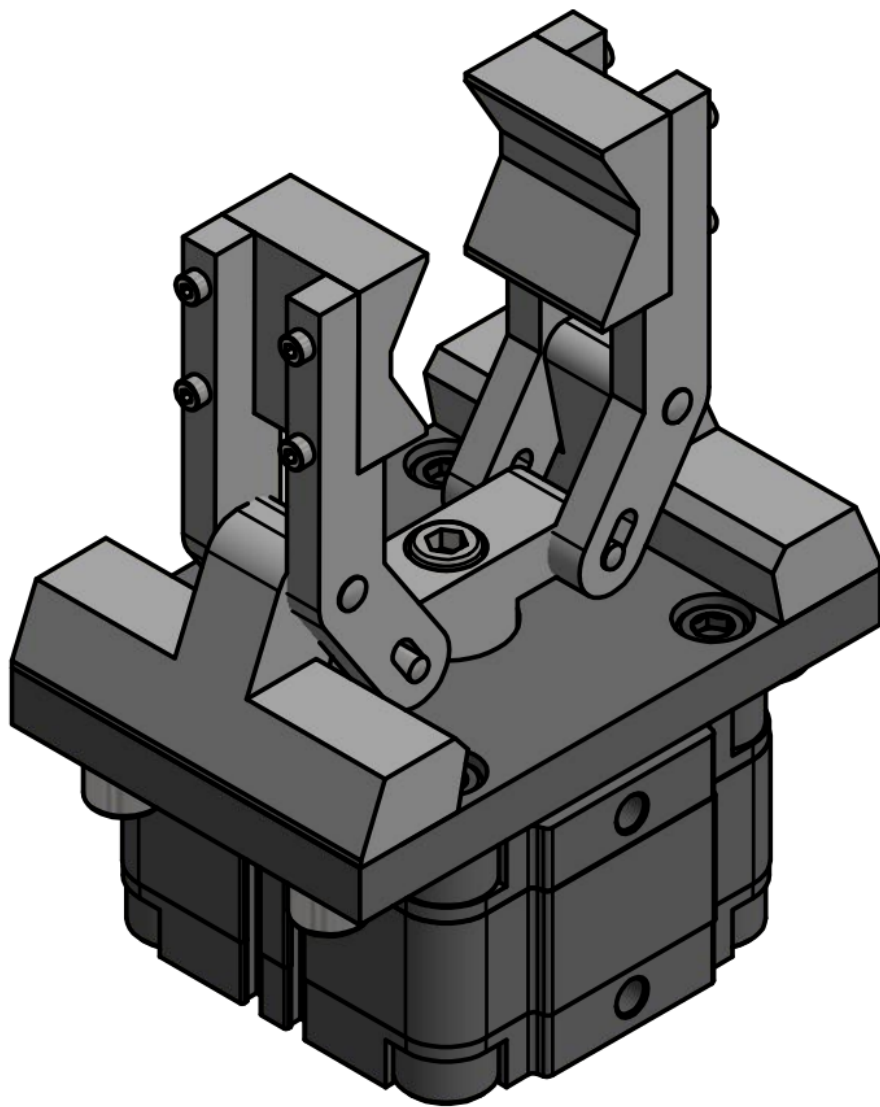


Projekt techniczny chwytaka typu P-(O-P-Op)



AGH

Damian Warzecha

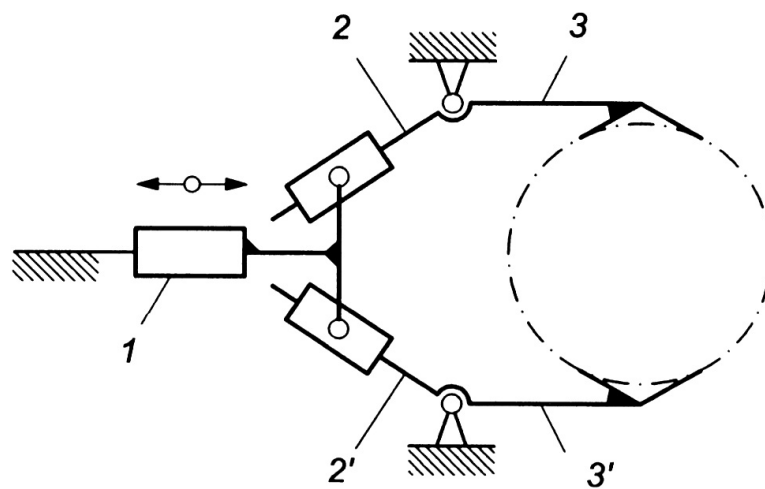
Automatyka i Robotyka
EAlilB gr. 5

Zadanie projektowe:

Zaprojektować chwytak do manipulatora przemysłowego o zadanym schemacie kinematycznym spełniający następujące wymagania:

- chwytak ma za zadanie uchwycić transportowany obiekt znajdujący się w położeniu początkowym, utrzymywać go w trakcie transportu, oraz wypuścić w położeniu docelowym,
- transportowanym obiektem są wałki stalowe o średnicy $d = 70\text{mm}$ oraz długości maksymalnej $l_{\max} = 500\text{ mm}$,
- siłownik chwytaka zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu $p_n = 0,6\text{ MPa}$,
- należy uwzględnić transport wałków w pozycji pionowej.

(18) $P-(O-P-Op)$



Rys. 1. Zadany schemat kinematyczny

1. Obliczenie ruchliwości chwytaka

Jako, że elementy chwytaka mogą poruszać się tylko w jednej płaszczyźnie, to ruchliwość chwytaka w obliczam ze wzoru:

$w = 3 \cdot n - p_4 - 2 \cdot p_5$, gdzie n to ilość członów ruchomych, a p_x to ilość par kinematycznych klasy x .

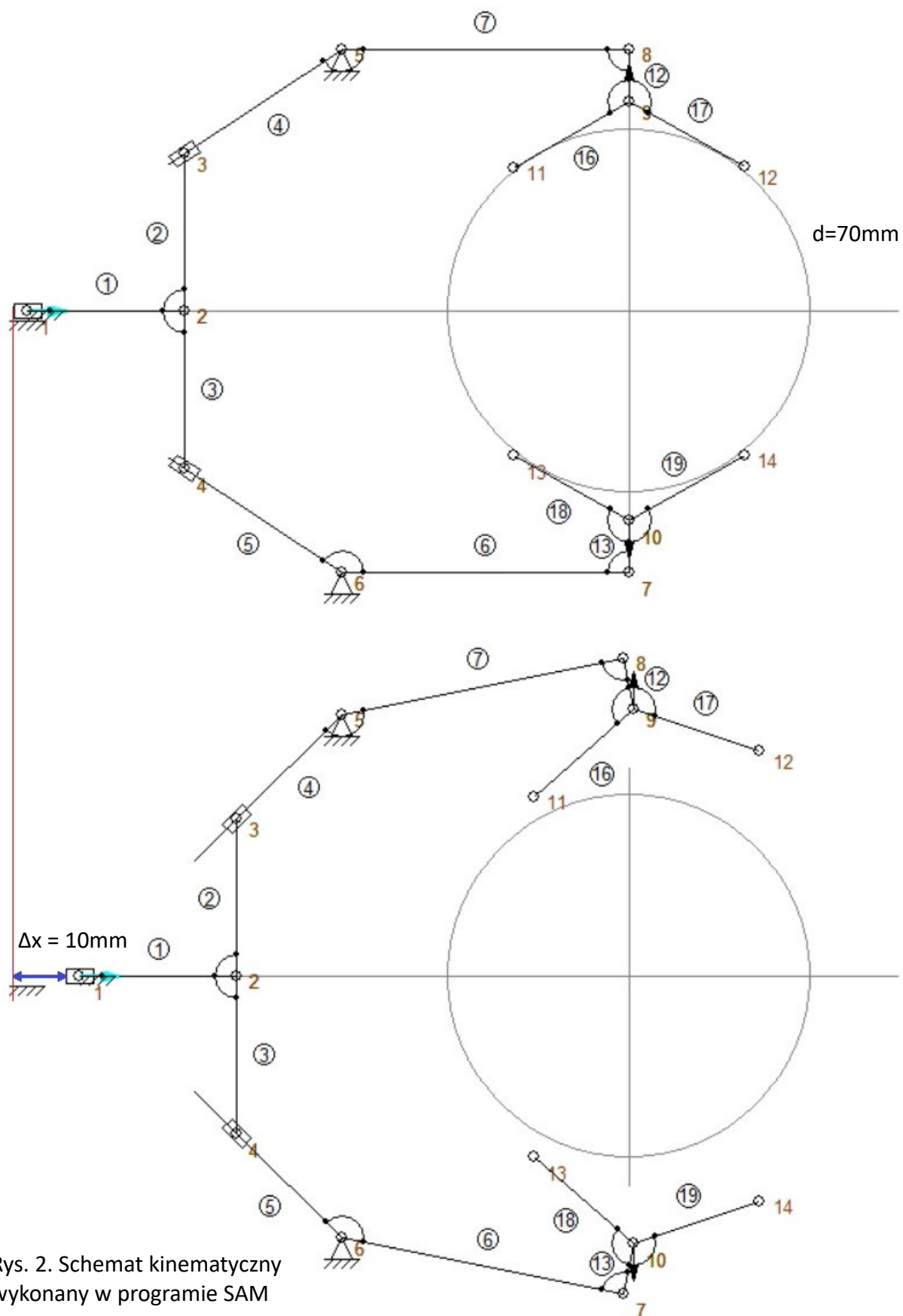
W moim przypadku $n = 5$, $p_4 = 0$, $p_5 = 7 - \{(0,1), (1,2), (1,2'), (2,3), (2,3'), (0,3), (0,3')\}$

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

Można z tego wyniku wyciągnąć wniosek, że do pracy chwytak będzie wymagał jednego siłownika liniowego.

2. Schemat kinematyczny chwytaka

Schemat kinematyczny został wykonany w programie SAM, tam też odczytałem niezbędny skok siłownika potrzebny do osiągnięcia parametrów założonych na początku.



Rys. 2. Schemat kinematyczny wykonany w programie SAM

3. Obliczenie wymaganej siły chwytu

Maksymalny ciężar przenoszonego przedmiotu wyznaczam ze wzoru:

$$Q_{max} = \frac{\pi d^2}{4} l_{max} \cdot \gamma, \text{ gdzie:}$$

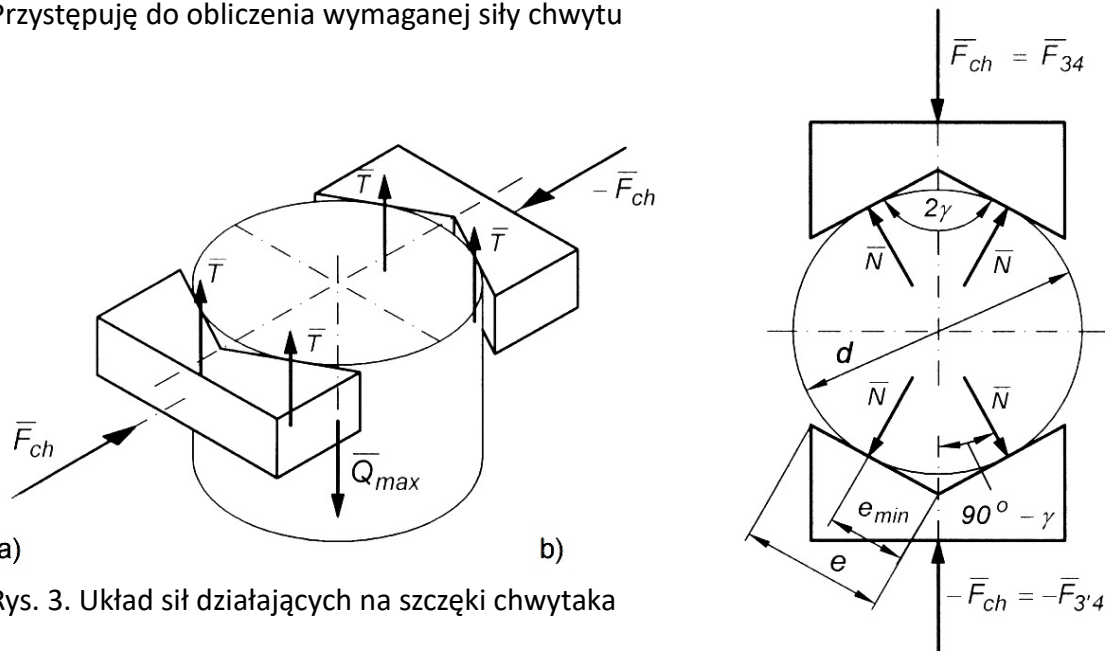
d – średnica transportowanego obiektu,

l_{max} – maksymalna długość obiektu,

γ - ciężar właściwy materiału, z którego wykonany jest przedmiot.

$$Q_{max} = \frac{3,14 \cdot (0,07m)^2}{4} \cdot 0,5m \cdot 78500 \frac{N}{m^3} = 151N$$

Przystępuję do obliczenia wymaganej siły chwytu



Rys. 3. Układ sił działających na szczęki chwytaka

Jako, że obiekty mają być przenoszone w pozycji pionowej (jak na Rys. 3a), to musi zostać spełniony warunek:

$$4 \cdot T \geq Q_{max} \cdot n, \text{ gdzie } n - \text{współczynnik przeciążenia.}$$

Z zależności trygonometrycznych na podstawie Rys. 4b wyznaczam :

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

po przekształceniu:

$$N = \frac{F_{ch}}{2 \sin(\gamma)}$$

Korzystam teraz ze wzoru na tarcie statyczne: $T = N \cdot \mu$

Stąd otrzymujemy:

$$\frac{2 \cdot F_{ch} \cdot \mu}{\sin(\gamma)} \geq Q_{max} \cdot n$$

Ponownie przekształcamy wzór do ostatecznej postaci:

$$F_{ch} = \frac{Q_{max} \cdot n \cdot \sin(\gamma)}{2\mu}$$

$$Q_{max} = 151N,$$

$n = 2$ (uznając, że w momencie rozruchu chwytak doznaje przyspieszenia równego g),

$$2\gamma = 120^\circ,$$

$\mu = 0,15$ (współczynnik tarcia statycznego stal-stal),

Po podstawieniu do wzoru:

$$F_{ch} = \frac{151N \cdot 2 \cdot 0,87}{2 \cdot 0,15} = 872N$$

Od razu wyznaczam rozmiar szczęki e , jako: $e > e_{min}$

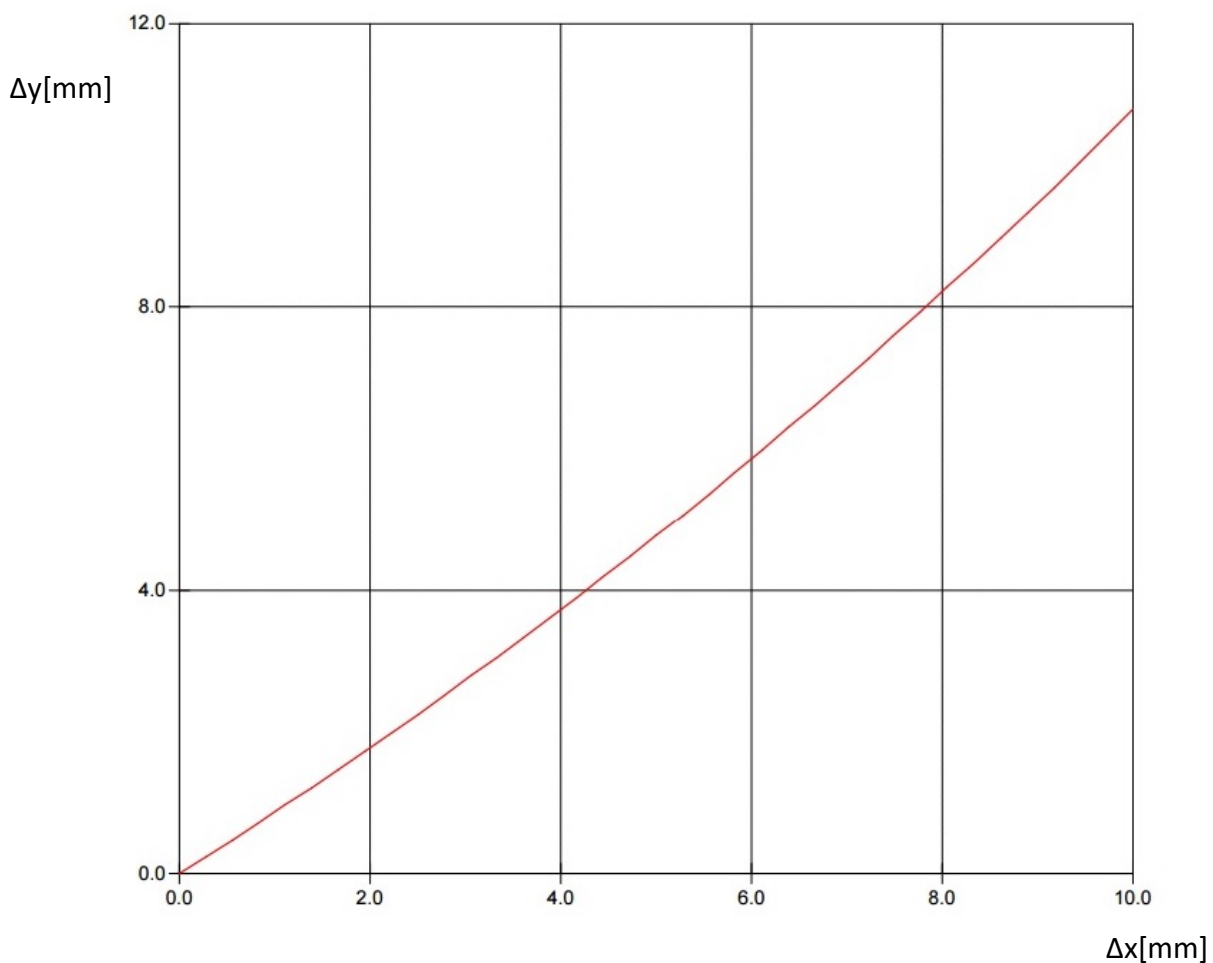
Aby wyznaczyć e_{min} korzystam z zależności:

$$e_{min} = \frac{d}{2 \cdot \tan(\gamma)} = \frac{70mm}{2 \cdot 1,73} = 20mm,$$

a więc przyjmuję rozmiar e swoich szczęk = 25mm

4. Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka

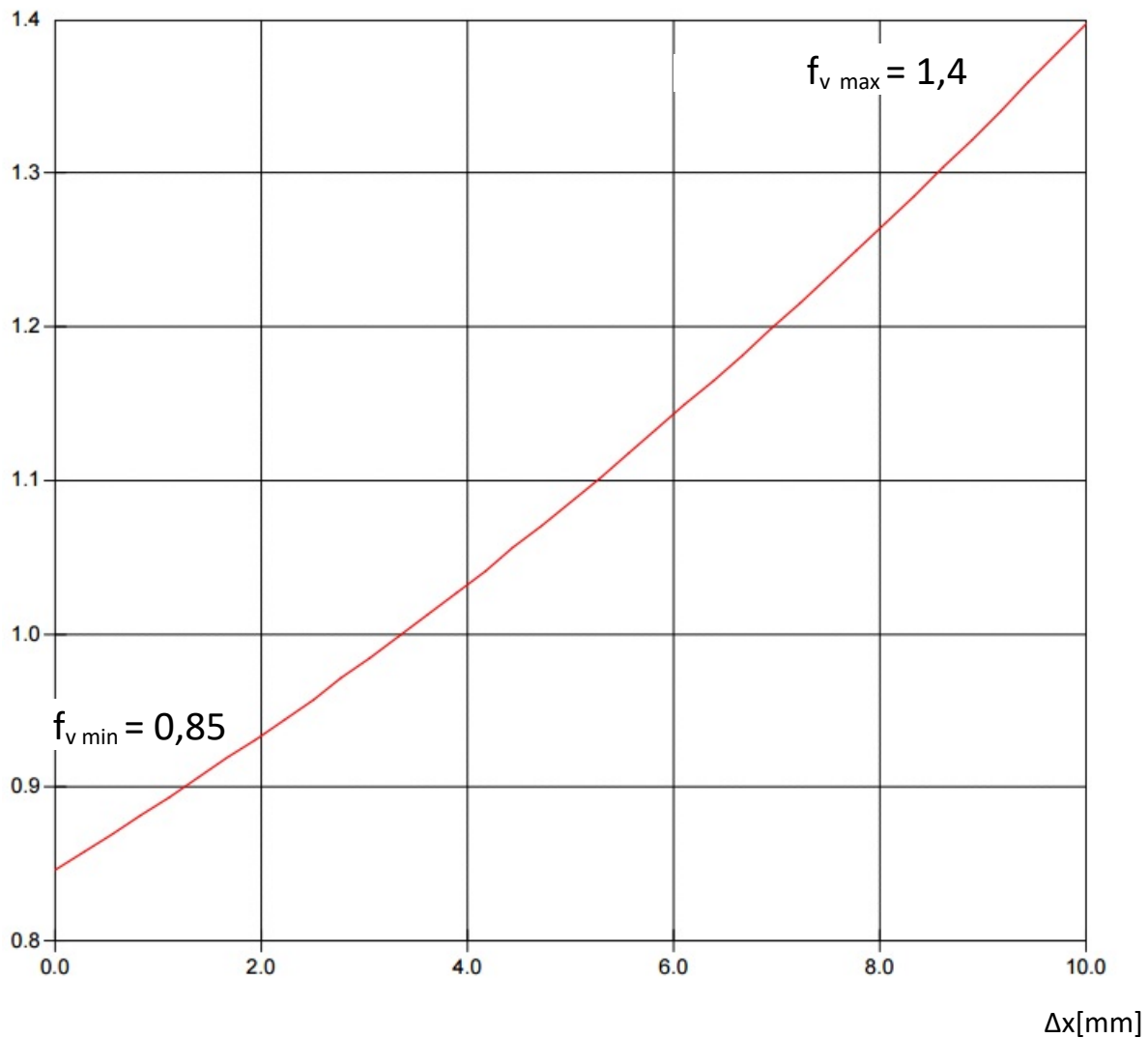
Wykres charakterystyki przemieszczeniowej został wykonany w programie SAM dla węzła nr 8



Rys. 4. Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka

5. Charakterystyka prędkościowa $f_v(x)$

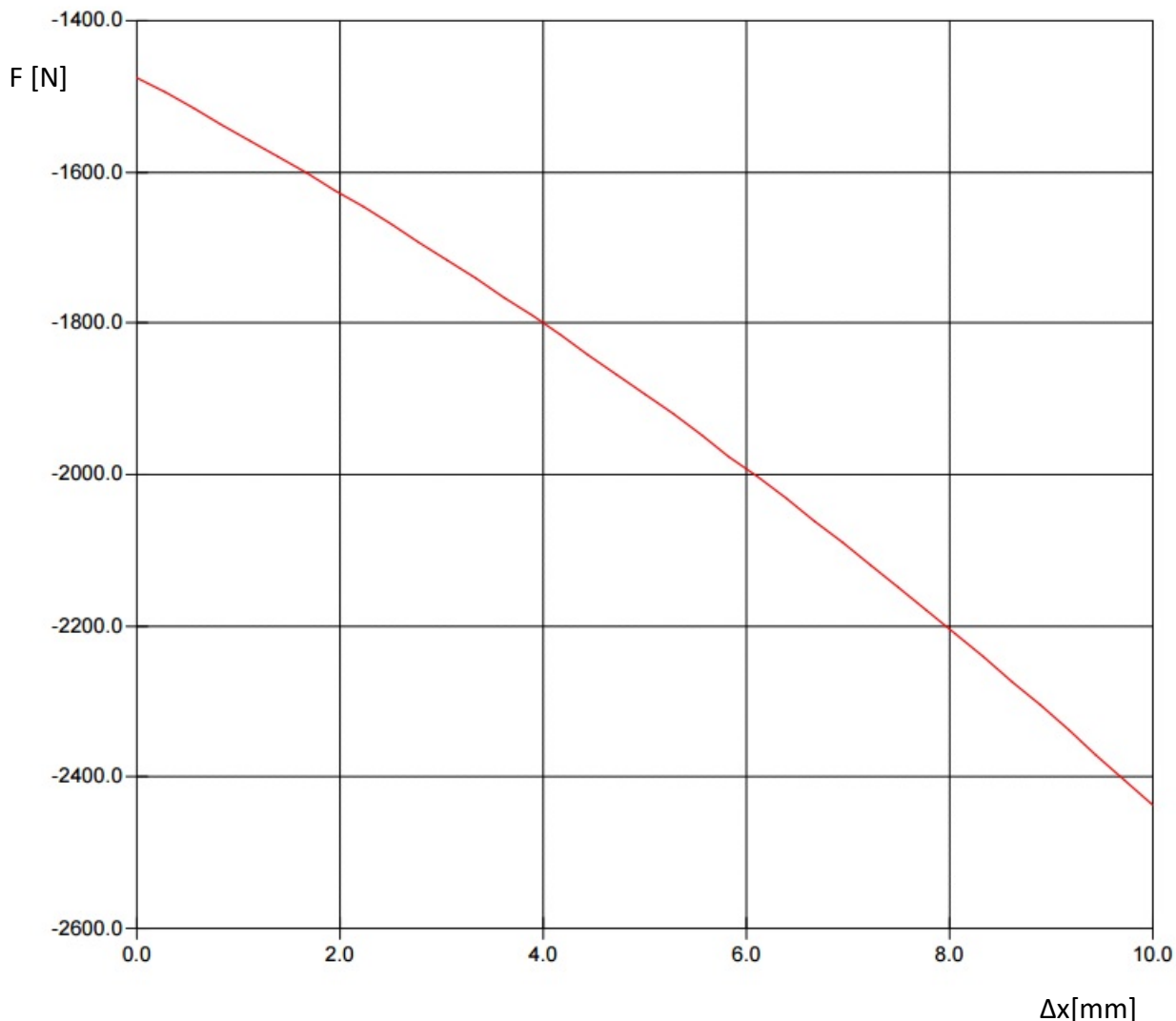
Charakterystyka prędkościowa została wykonana poprzez założenie prędkości członu napędowego $v = 1$ m/s i wyrysowanie wykresu v_x dla węzła nr 9.



Rys. 5. Charakterystyka prędkościowa chwytaka

6. Charakterystyka siłowa chwytaka

Charakterystykę tą wykonałem poprzez obciążenie symetrycznie szczęk chwytaka siłami, których wartość jest równa uprzednio wyliczonej F_{ch} i odczytanie wartości siły w kierunku x na członie zasilającym.



Rys. 6. Charakterystyka siłowa chwytaka

Jak widać w chwili zaciśnięcia szczęk chwytaka siła, jaką musi dostarczyć siłownik aby utrzymać wałek w pozycji zamkniętej jest równa 1500N. Nie przewiduję możliwości transportowania nim wałków o innych średnicach, więc pomijam pozostałą część wykresu.

Jednak siła $F=1500\text{N}$ jest jedynie teoretyczną wartością i należy uwzględnić pewien współczynnik przeciążenia k , który zazwyczaj przyjmuje się jako $k = 1,2 \div 1,5$. Jest to dodatkowa forma zabezpieczenia, która uwzględnia np. sytuacje uderzenia przenoszonym elementem w pewną przeszkodę.

Ja przyjmę współczynnik $k = 1,5$ ponieważ transportowane przez mój chwytak elementy będą posiadały maksymalną masę równą 15kg, przez co upuszczone mogą stanowić znaczne zagrożenie.

A więc siła, którą będę używał do dalszych obliczeń ma wartość $F_s = 2250\text{ N}$.

7. Dobór odpowiedniego siłownika pneumatycznego

Chwytnik o zadanym schemacie kinematycznym zaciska swe szczęki przy ruchu członu napędowego w kierunku przeciwnym do reszty mechanizmu, a więc siłownik jaki wybiorę musi działać w trybie ciągnącym.

Kolejnym ważnym parametrem siłownika jest średnica jego tłoka, ponieważ to od niej zależy siła, którą będzie mógł on wygenerować.

Siłę siłownika wyraża się wzorem $F_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} p$,

stąd średnica tłoka $D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot p}}$

Podstawiam dane uzyskane z charakterystyki siłowej, oraz podane w treści zadania ciśnienie nominalne powietrza zasilającego chwytnik.

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2250 N}{3,14 \cdot 0,6 \cdot 10^6 Pa}} = 69 mm$$

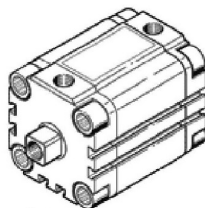
Jako, że średnice siłowników należą do pewnego szeregu normalnego, to muszę wybrać pierwszą większą od D_{min}

Dostępne średnice:

12mm	16mm	20mm	25mm	32mm	40mm	50mm	63mm	80mm	100mm	125mm
------	------	------	------	------	------	------	------	------	-------	-------

Wybieram średnicę $D = 80 mm$.

Stosowny siłownik znalazłem w ofercie firmy Festo. Jest to model ADVULQ-80-10-P-A o średnicy tłoka 80mm, skoku 10mm oraz obustronnym trybie działania. Jak podaje producent przy ciśnieniu 0,6 MPa siła ciągnąca wynosi 2827 N.



FESTO

Siłownik kompaktowy ADVULQ-80-10-P-A Karta danych

Cecha	Wartość
Skok	10 mm
Średnica tłoka	80 mm
Amortyzacja	P: Elastyczne pierścienie / płytki amortyzacyjne z obu stron
Tryb pracy	Dwustronne działanie
Zakończenie tłoczyska	Gwint wewnętrzny
Warianty	Jednostronne tłoczysko
Zabezpieczenie przed obrotem/prowadzenie	Kwadratowe tłoczysko
Ciśnienie robocze	0.6 ... 10 bar
Medium robocze	Sprężone powietrze wg ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Temperatura otoczenia	-20 ... 80 °C
Maks. energia uderzenia w położeniach końcowych	0.75 J
Siła teoretyczna przy 6 bar, skok powrotny	2 827 N
Siła teoretyczna przy 6 bar, wysuw	3 016 N
Przylączy pneumatyczne	G1/8
Materiał śrub	Stal ocynkowana
Materiał pokrywy	Stop aluminium
Materiał tłoczyska	Stal wysokostopowa
Materiał rury siłownika	Stop aluminium

8. Obliczenia wytrzymałościowe – warunek wytrzymałości na ścinanie sworznia

Przy zadanym schemacie kinematycznym tylko 2 symetryczne względem siebie pary kinematyczne posiadają połączenia sworzniove (węzły 5 i 6 (Rys. 2.)), a więc wystarczy sprawdzić warunek wytrzymałości na ścinanie dla tylko jednego sworznia.

Warunek wytrzymałościowy na ścinanie ma postać: $\tau_{max} = \frac{F_{t\ max}}{A} < k_t$, gdzie:

F_t – siła działająca na sworzeń,

A – pole powierzchni, na które działa siła,

k_t – naprężenie dopuszczalne na ścinanie.

W przypadku sposobu zaprojektowania tego połączenia sworzeń będzie ścinany w 2 płaszczyznach, więc za A przyjmujemy podwojone pole przekroju sworznia $A = 2 \cdot \pi \frac{d^2}{4}$.

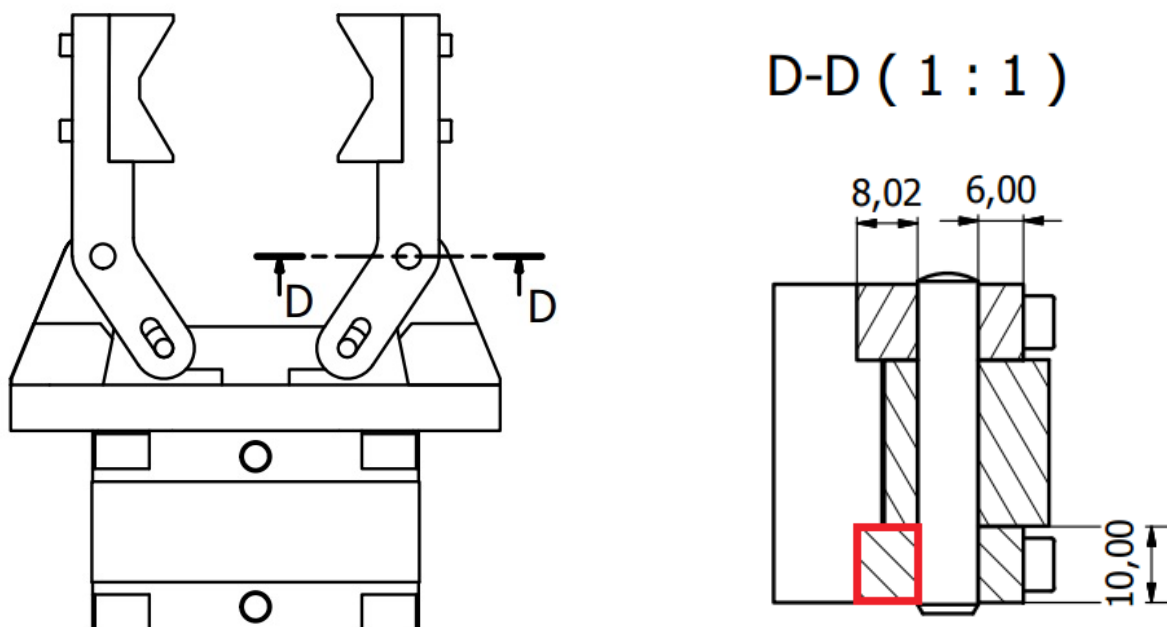
Stal, z której planuję wykonać sworznie to stal konstrukcyjna niestopowa E360 o naprężeniu dopuszczalnym na ścinanie $k_t = 115\text{ MPa}$.

Maksymalna siła jaka działa na sworzeń jest równa $F_t = R = 2419\text{ N}$.

Obliczam minimalną średnicę sworznia ze wzoru:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{t\ max}}{\pi \cdot k_t}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2419\text{ N}}{3,14 \cdot 115\text{ MPa}}} = 3,66\text{ mm}$$

9. Obliczenia wytrzymałościowe – warunek wytrzymałościowy na zginanie ramion chwytaka



Rys. 7. Chwytek i przekrój w punkcie największego momentu gnącego

Warunek wytrzymałościowy na zginanie wyraża się wzorem:

$$\sigma_{g\max} = \frac{M_{g\max}}{W_g} < k_g, \text{ gdzie:}$$

W_g – wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie,

M_g – moment gnący,

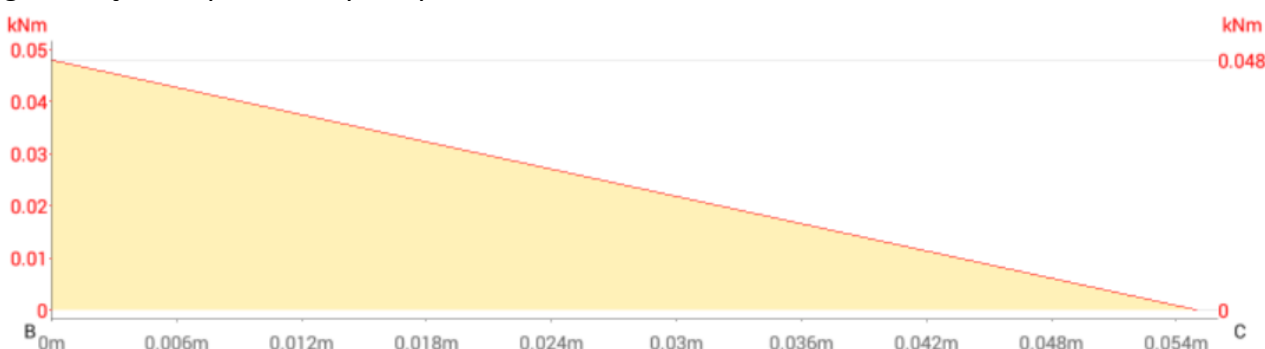
k_g – wytrzymałość materiału na zginanie,

Ramię chwytaka wykonane zostanie ze stali konstrukcyjnej E360 o $k_g = 210 \text{ MPa}$.

Największy moment gnący będzie występował w przekroju D-D i jego wartość jest równa:

$$M_g = F_{ch} \cdot l = 872 \text{ N} \cdot 0,055 \text{ m} = 47,96 \text{ Nm},$$

zgodza się to z wynikiem uzyskanym w Autodesk ForceEffect



Jak widać na Rys. 7. przekrój nie jest symetryczny, lecz jeśli policzymy wartość wskaźnika wytrzymałości na zginanie zakładając, że część zaznaczona na czerwono ma tylko 6mm szerokości i pozostałe 2,02mm nie przenosi żadnych obciążeń, to:

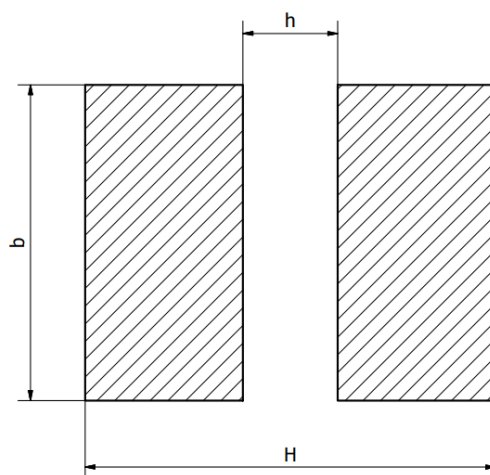
$$W_g = \frac{b(H^3 - h^3)}{6H}$$

Jako, że ramię składa się z dwóch elementów, to wielkość b może zostać pomnożona razy 2.

$$W_g = \frac{0,02\text{m}(0,02\text{m}^3 - 0,008\text{m}^3)}{6 \cdot 0,02\text{m}} = 1,25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\sigma_g = \frac{47,96 \text{ Nm}}{1,25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3} = 38,43 \text{ MPa}$$

Czyli jest to zdecydowanie mniej niż dopuszczone dla tego materiału 210 MPa.



10. Projekt konstrukcyjny chwytaka

Załączniki:

1. Rysunek złożeniowy chwytaka,
2. Rysunek wykonawczy ramienia chwytaka.