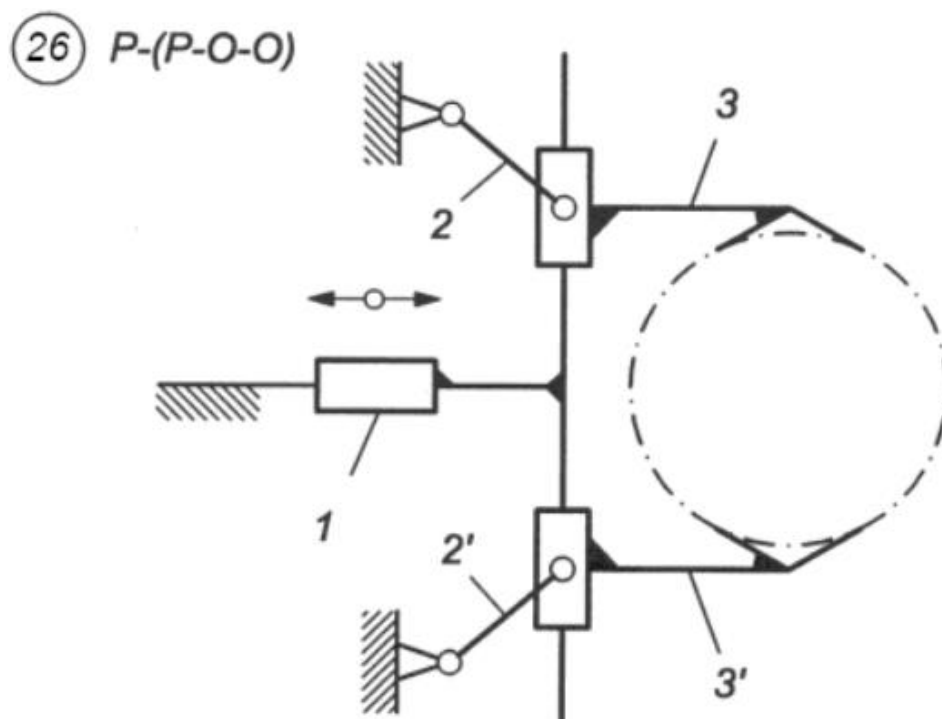


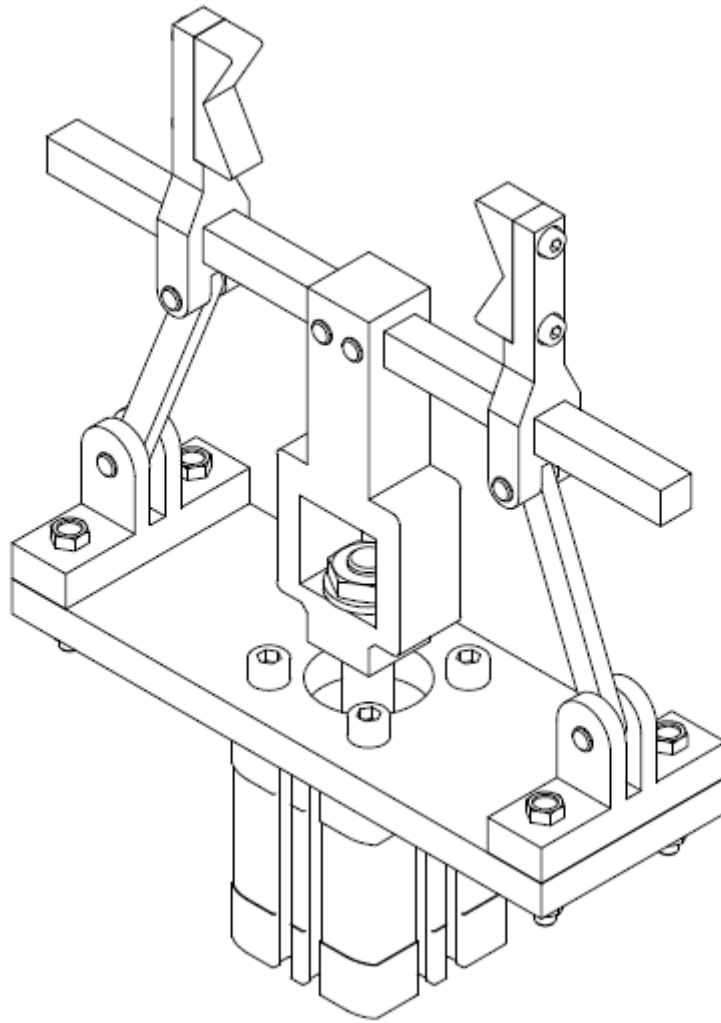
Projekt chwytaka



Dominik Korona

Wydział Elektrotechniki, Automatyki,
Informatyki i Inżynierii Biomedycznej

Rok I, semestr II, gr. 3a



Spis treści:

1. Założenia projektowe
2. Założenia co do budowy
3. Obliczenie ruchliwości chwytaka
4. Konstrukcja i obliczenia w wieloboku wektorowym
5. Projekt w programie wraz z wymiarami w SAM 6.1
6. Obliczenie wymiaru szczęk
7. Maksymalny ciężar przenoszonego przedmiotu
8. Wyznaczenie siły chwytu
9. Charakterystyka przemieszczeniowa $y=f_p(x)$
10. Charakterystyka prędkościowa $f_v(x)$
11. Charakterystyka siłowa $f_F(x)$
12. Dobranie siłownika dzięki policzonej sile $F_{s\ max}$
13. Obliczenie sił przyłożonych do poszczególnych części chwytaka
14. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie dla obciążonego sworznia
15. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka
16. Projekt chwytaka w Inventorze

1. Założenia projektowe

Celem jest zaprojektowanie chwytaka według poniższego schematu i spełniającego następujące założenia:

- Urządzenie ma uchwycić walec, tuleje i utrzymać podczas transportu oraz upuścić w wyznaczonym miejscu
- Urządzenie powinno unieść przedmiot o ciężarze maksymalnym $Q=15.37[N]$
- Urządzenie transportuje w pozycji pionowej

Podkreślę jeszcze, że przez część sprawozdania brałem pod uwagę przesunięcie siłownika równe 26,5 [mm] mimo że zastosowałem 20[mm], stosowałem 26.5[mm] ponieważ była to wygodna liczba ze względu na położenie ramion, wtedy kąt między cięgnem a ramieniem chwytaka w minimalnym rozwarciu wynosił $90+60^\circ$, a w maksymalnym $90+30^\circ$ (φ_3)

2. Założenia co do budowy

- | | |
|--|--------------------------------|
| ▪ Dźwiga walce/tuleje o średnicy: | 50mm |
| ▪ Długość elementu do przetransportowania: | 100mm |
| ▪ Rozwiera się na szerokość: | 27-80mm |
| ▪ Jest zbudowany z stali : | S235 |
| ▪ Napęd pneumatyczny: | $p_n=0.6MPa$ |

3. Obliczenie ruchliwości chwytaka

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

Gdzie w - ruchliwość chwytaka, n - liczba członów ruchomych, p_5 - liczba par kinematycznych klasy piątej obrotowych i postępowych, p_4 - liczba par klasy czwartej.

$$n=5$$

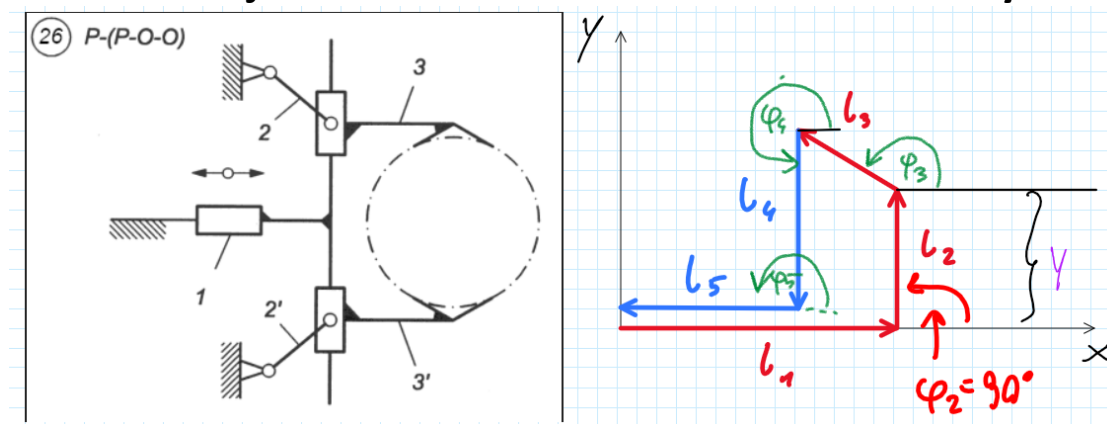
$$p_5=\{(0.1),(0.2),(1.2),(2.3),(0.2'),(1.2'),(2'.3')\}=7$$

$$p_4=0$$

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

Ruchliwość mechanizmu wynosi 1, więc zastosuje jeden siłownik pneumatyczny o ruchu liniowym

4. Konstrukcja i obliczenia w wieloboku wektorowym



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

Ponieważ $\varphi_1 = 0^\circ, \varphi_2 = 90^\circ, \varphi_4 = 270^\circ, \varphi_5 = 180^\circ$ a $\varphi_3 = var$

Oraz $l_1 = var, l_2 = var$

Mam dla osi X i Y równania:

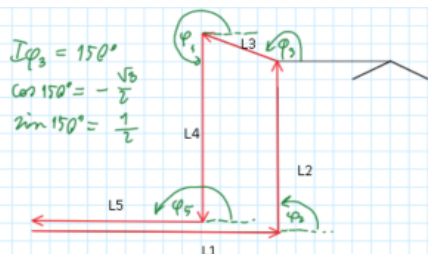
$$\begin{cases} l_1 + \cos \varphi_3 \cdot l_3 - l_5 = 0 \\ l_2 + \sin \varphi_3 l_3 - l_4 = 0 \end{cases}$$

Wyliczam wartości dla przypadków

I. $\varphi_3 = 150^\circ$

II. $\varphi_3 = 120^\circ$

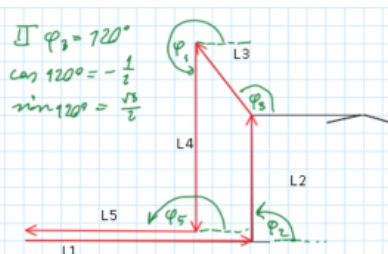
III. $\varphi_3 = 135^\circ$



I Max

$$l_1 = \frac{\sqrt{3}}{2} l_3 + l_5$$

$$l_2 = l_4 - \frac{1}{2} \cdot l_3$$



II Min

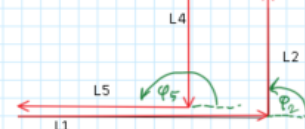
$$l_1 = \frac{1}{2} l_3 + l_5$$

$$l_2 = l_4 - \frac{\sqrt{3}}{2} l_3$$

III $\varphi_3 = 135^\circ$

$$\cos 135^\circ = -\frac{\sqrt{2}}{2}$$

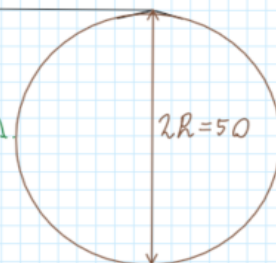
$$\sin 135^\circ = \frac{\sqrt{2}}{2}$$



III tulejka

$$l_1 = \frac{\sqrt{2}}{2} l_3 + l_5$$

$$l_2 = l_4 - \frac{\sqrt{2}}{2} l_3 = 25 [\text{mm}]$$



Otrzymuje:

$$l_{1\text{Min}} = 73.5$$

$$l_{1\text{Max}} = 100$$

$$l_{2\text{Min}} = 13.5$$

$$l_{2\text{Max}} = 40$$

$$l_3 = 72.5$$

$$l_4 = 76$$

$$l_5 = 37$$

$$L = 60$$

*Założone z góry

I tuleja $R = 25 [\text{mm}]$

*obliczone za pomocą

wzorów

I Max

$$100 = \frac{\sqrt{3}}{2} l_3 + l_5$$

$$40 = l_4 - \frac{1}{2} \cdot l_3$$

$$25 = l_4 - \frac{\sqrt{2}}{2} l_3$$

Otrzymuje

$$l_3 = 72.4264$$

$$l_4 = 76.2132$$

$$l_5 = 37.2768$$

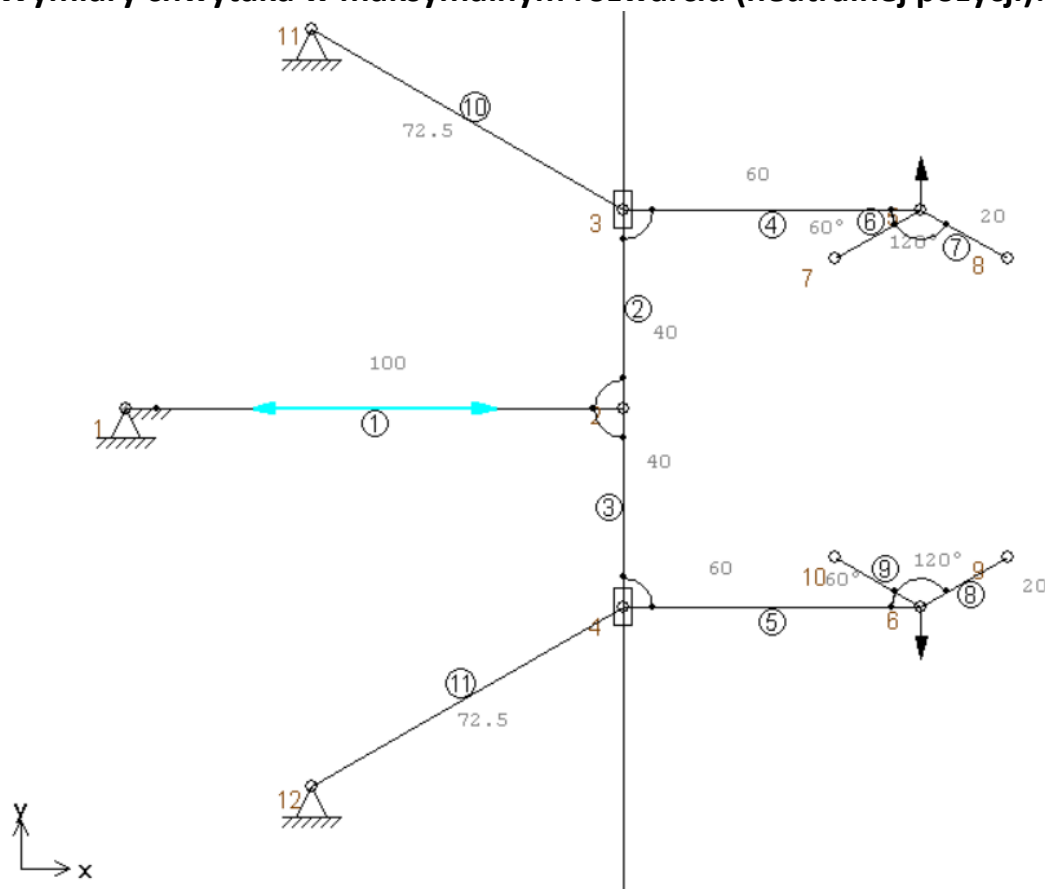
II Min

$$l_1 = \frac{1}{2} \cdot 72 + 37 = 73.49$$

$$l_2 = 76 - \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 72 = 13.49$$

5.Projekt w programie wraz z wymiarami w SAM 6.1

Wymiary chwytaka w maksymalnym rozwarciu (neutralnej pozycji):

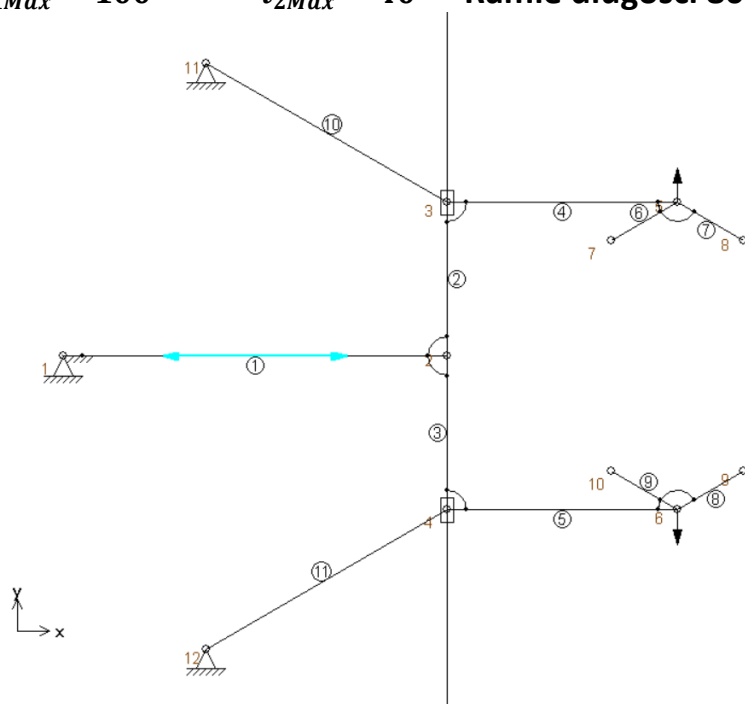


Skrajne położenia ramion chwytaka

Rozwarcie maksymalne:

$$l_{1Max} = 100$$

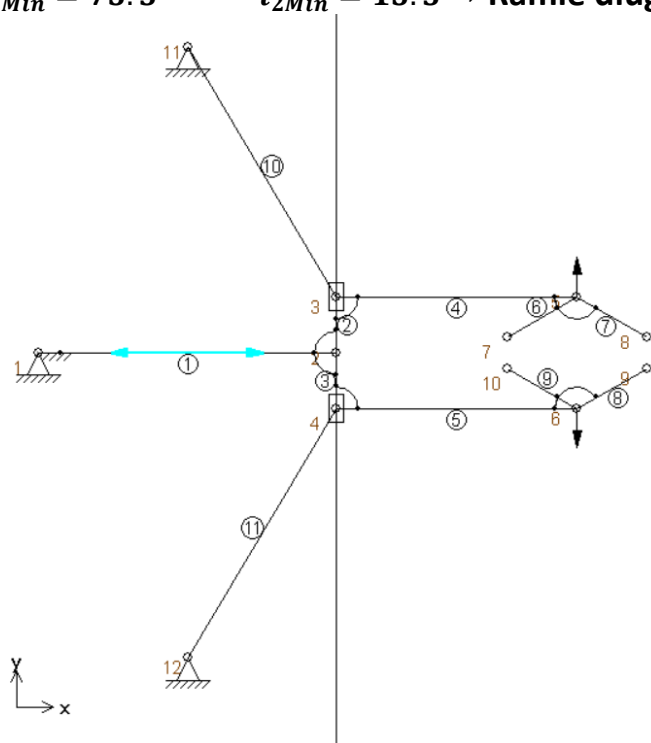
$$l_{2Max} = 40 \rightarrow \text{Ramie długości 80 [mm]}$$



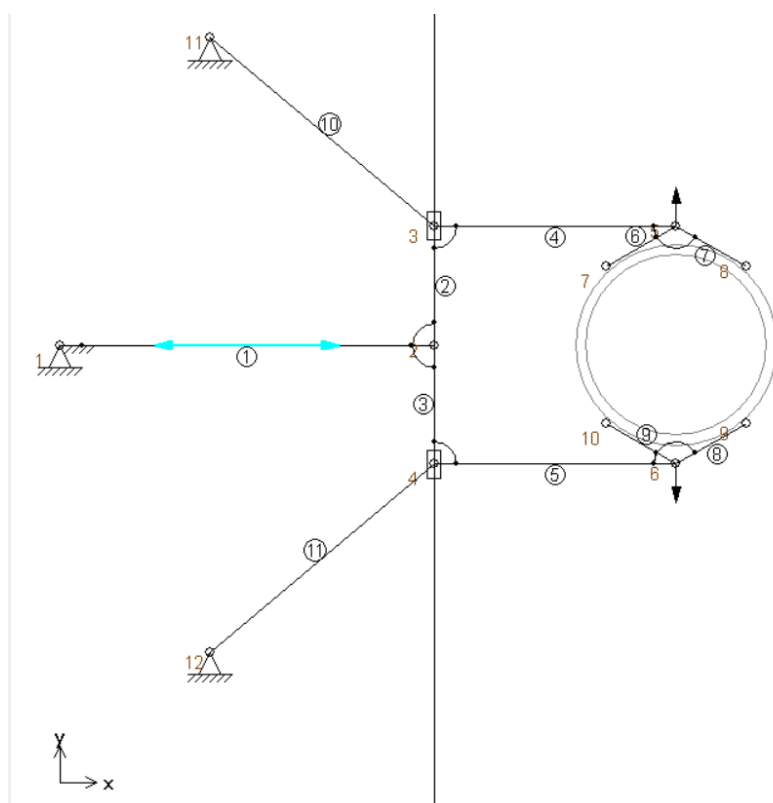
Rozwarcie minimalne

$$l_{1Min} = 73.5$$

$$l_{2Min} = 13.5 \rightarrow \text{Ramie długości } 27 \text{ [mm]}$$



Chwycenie tulei o średnicy $\phi = 50\text{mm}$



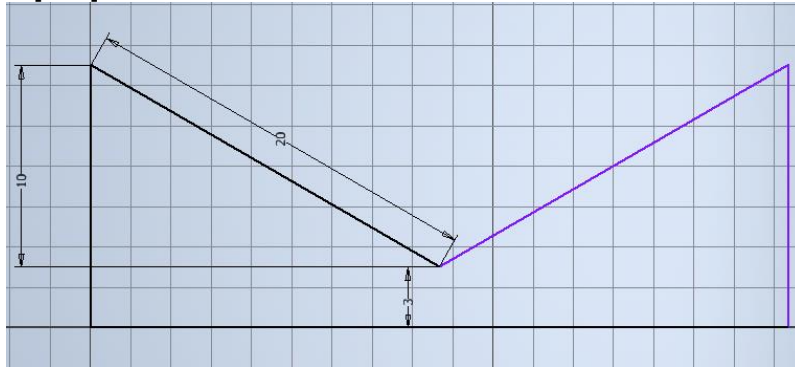
6. Obliczenie wymiaru szczęk

Zakładam, że przenoszony wałek będzie stykał się z każdą szczęką w dwóch punktach. Korzystam zatem z zależności:

$$e > e_{min}$$

$$e_{min} = \frac{d}{2 \cdot \tan \gamma} = \frac{50}{2 \cdot \sqrt{3}} = 14.43 [\text{mm}] \quad \text{dla } \gamma = 60^\circ$$

Minimalny rozmiar szczęk wynosi zatem około 15 [mm]. Przyjąłem, że szczęki będą miały długość 20 [mm].



Schemat ramienia w programie Inventor

7. Maksymalny ciężar przenoszonego przedmiotu

Największe rozwarcie ramion: 80 [mm]

Najmniejsze rozwarcie ramion: 27 [mm]

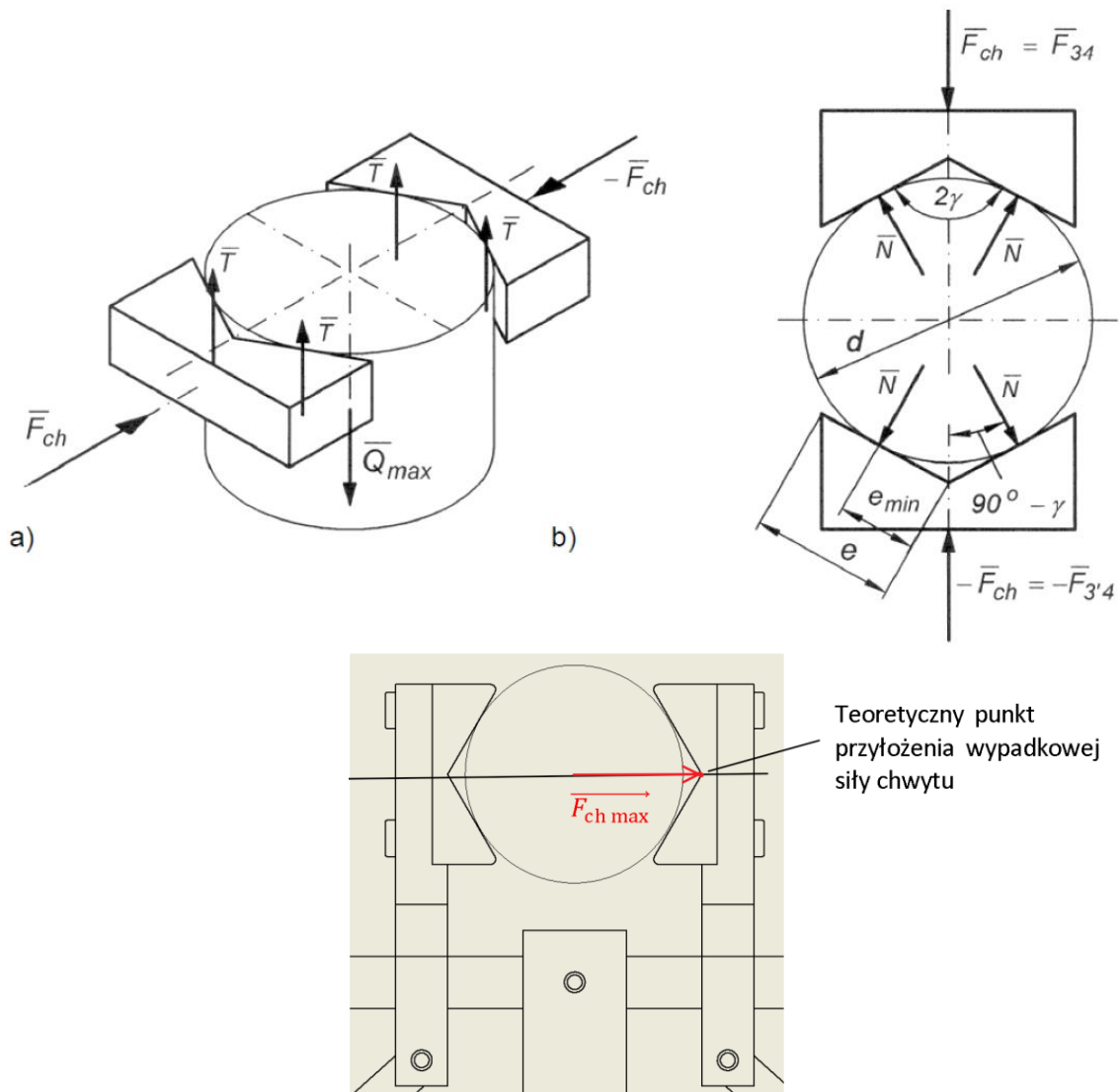
$d = 50 [\text{mm}] = 0,05 [\text{m}]$ (średnica chwytanego obiektu)
 $l = 100 [\text{mm}] = 0,1 [\text{m}]$ (długość chwytanego obiektu)
 $\gamma = 78300 [\text{Nm}^{-3}]$ (ciężar właściwy materiału – stali)

Obliczam maksymalny ciężar przenoszonego przedmiotu z powyższych założeń:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l \cdot \gamma$$

$$Q = 15.366375 [N]$$

8. Wyznaczenie siły chwytu



Układ sił działających na chwytak:

- a) rozkład sił tarcia podczas chwytania
- b) rozkład sił normalnych podczas chwytania

Do obliczeń zakładam:

- **$Q=15.37$ [N]** (ciężar przenoszonego przedmiotu)
- **$\mu = 0.2$** (współczynnik tarcia metal – metal)
- **$2\gamma = 120^\circ$** (kąt rozwarcia szczęk)
- **$n=2$** (współczynnik bezpieczeństwa)

Siła chwytu powinna utrzymać tuleje/walec o ciężarze Q za pomocą sił tarcia, które występują na szczękach podczas chwytania przedmiotu

Jak zakładałem do wyliczenia wymiaru szczęk, przedmiot będzie się stykał ze szczękami w 4 miejscach, stąd:

$$4T \geq Q$$

Obliczam siłę chwytu $F_{ch} = n \cdot F_c$
Gdzie n to współczynnik bezpieczeństwa

Uwzględniam kąt rozwarcia szczęk i otrzymuję wzór:

$$F_c = 2 \cdot N \cos(90^\circ - \gamma) = 2 \cdot N \sin \gamma$$

Przekształcając:

$$N = \frac{F_c}{2 \cdot \sin \gamma} \quad / \cdot \mu \quad \rightarrow \quad T = \frac{\mu \cdot F_c}{2 \sin \gamma}$$

Wyliczone T podstawiam:

$$4 \cdot \frac{\mu \cdot F_c}{2 \sin \gamma} \geq Q \quad \rightarrow \quad F_c \geq \frac{Q \sin \gamma}{2 \cdot \mu}$$

Uwzględniam współczynnik bezpieczeństwa i otrzymuję:

$$F_{ch} = n \cdot F_c = \frac{Q \cdot n \cdot \sin \gamma}{2 \cdot \mu} = \frac{15.37 \cdot 2 \cdot \sin 60}{2 \cdot 0.2} \approx 66.55 [N]$$

Minimalna siła potrzebna do uchwycenia przenoszonego przedmiotu o założonych wymiarach wynosi 66.55 [N]

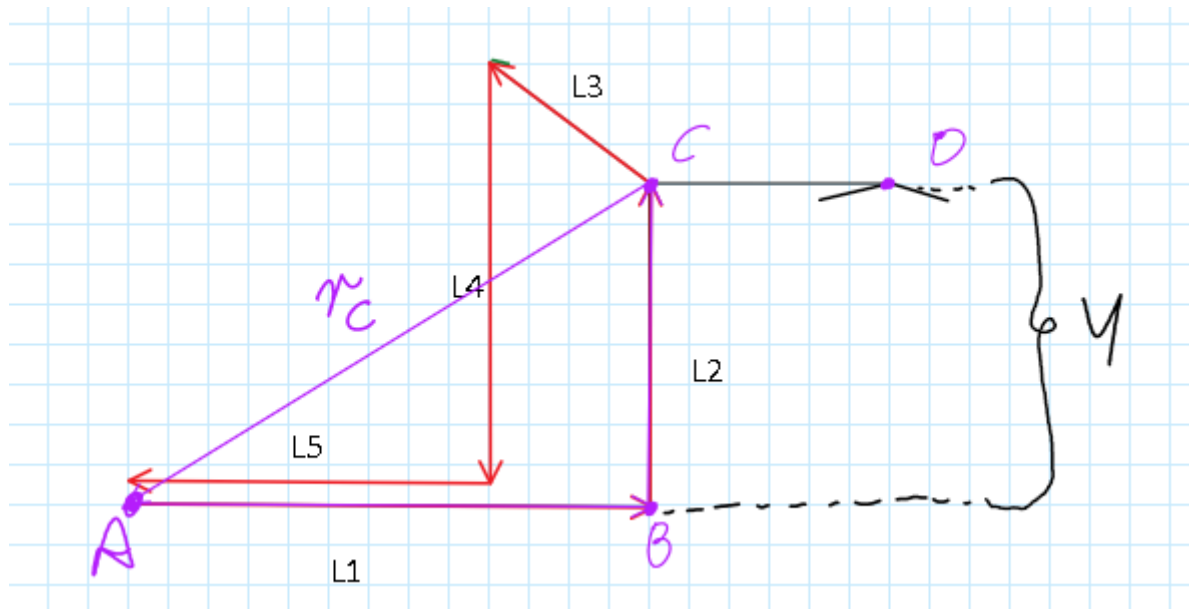
Do następnych obliczeń przyjmę:

$$F_{ch} = 70 [N]$$

9.Charakterystyka przemieszczeniowa $y=f_p(x)$

Charakterystykę przemieszczeniową wyznaczyłem w programie SAM 6.1 i pokazałem na wieloboku wektorowym wraz z wyznaczeniem równań:

- Na wieloboku wektorowym



$$\begin{aligned} r_c &= l_1 + l_2 & r_C &= [x_C, y_C] \\ \begin{cases} x_c = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_1 = l_5 - l_3 \cdot \cos \varphi_3 \\ y_c = l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = l_2 = l_4 - l_3 \cdot \sin \varphi_3 \end{cases} & & 120^\circ \leq \varphi_3 \leq 150^\circ \\ x_c &= 37 - 72.5 \cos \varphi_3 \\ y_c &= 76 - 72.5 \sin \varphi_3 \end{aligned}$$



Charakterystyka wykonana w programie Excel

Liczyłem dla punktu C, ale identycznie przesunięcie wygląda dla punktu D

Punkt D to nr 6 na schemacie z programu SAM

Równanie $y = f_p(x)$ z wieloboku wektorowego:

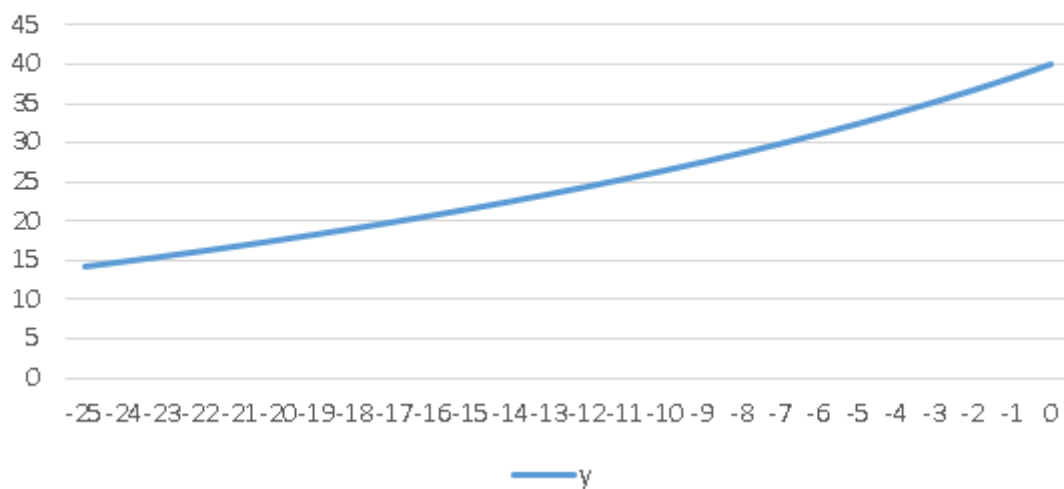
$$\begin{cases} y = l_2 = l_4 - \sin \varphi_3 l_3 \\ \cos \varphi_3 = \frac{l_5 - l_1}{l_3} \rightarrow \varphi_3 = \arccos\left(\frac{l_5 - l_1}{l_3}\right) \end{cases}$$

Przyjmę: $l_1 = 100 - x$, ponieważ zaczynamy od pozycji $l_1 = 100$ i poruszamy się po ujemnej osi x, czyli manipulator wykonuje ruch ciągnący

Zmienna x przyjmuje wartości od 0 do 25 [mm]

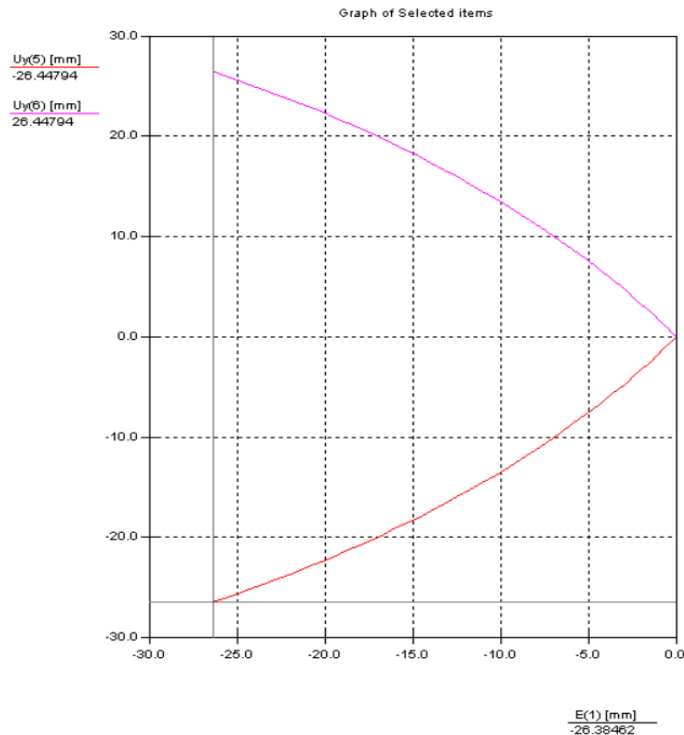
$$\begin{aligned} y &= l_4 - l_3 \sin \arccos\left(\frac{l_5 - l_1}{l_3}\right) = 76 - 72.5 \sin \arccos\left(\frac{x - 63}{72.5}\right) \\ &= f_p(x) \end{aligned}$$

Charakterystyka przesunięciowa



Ujemne wartości mówią, że poruszamy się w lewo, ale x przyjmuje wartości od 0 do 25

W programie SAM 6.1 wyznaczyłem dla punktów 5 i 6 między szczękami i dlatego że są symetryczne, wychodzi przeciwnie



Punkty maksymalnie z lewej oznaczają pozycje ramion w chwili maksymalnego ich zaciśnięcia
 Stąd manipulator teoretycznie powinien wektor \mathbf{l}_1 zmniejszyć w linii poziomej z
 $\mathbf{l}_1=100\text{mm} \rightarrow \mathbf{l}_1=73.5\text{mm}$

Charakterystyki różnią się tylko punktem w którym zaczyna się ruch, ale krzywa jest ta sama oraz przesunięcie punktu względem osi X oraz Y jest takie samo

10.Charakterystyka prędkościowa $f_v(x)$

Korzystając ze współrzędnych z charakterystyki przemieszczeniowej różniczkujemy obustronnie:

$$x_c = 37 - 72.5 \cos \varphi_3$$

$$y_c = 76 - 72.5 \sin \varphi_3$$

Po zróżniczkowaniu otrzymuje

$$v_{x_c} = 72.5 \omega_3 \sin \varphi_3$$

$$v_{y_c} = -72.5 \omega_3 \cos \varphi_3$$

$$v_c = \sqrt{v_{x_c}^2 + v_{y_c}^2} = \sqrt{72.5^2 \cdot \omega_3^2 (\sin^2 \varphi_3 + \cos^2 \varphi_3)} = 72.5 \omega_3 - \text{co oznacza, że mamy do}$$

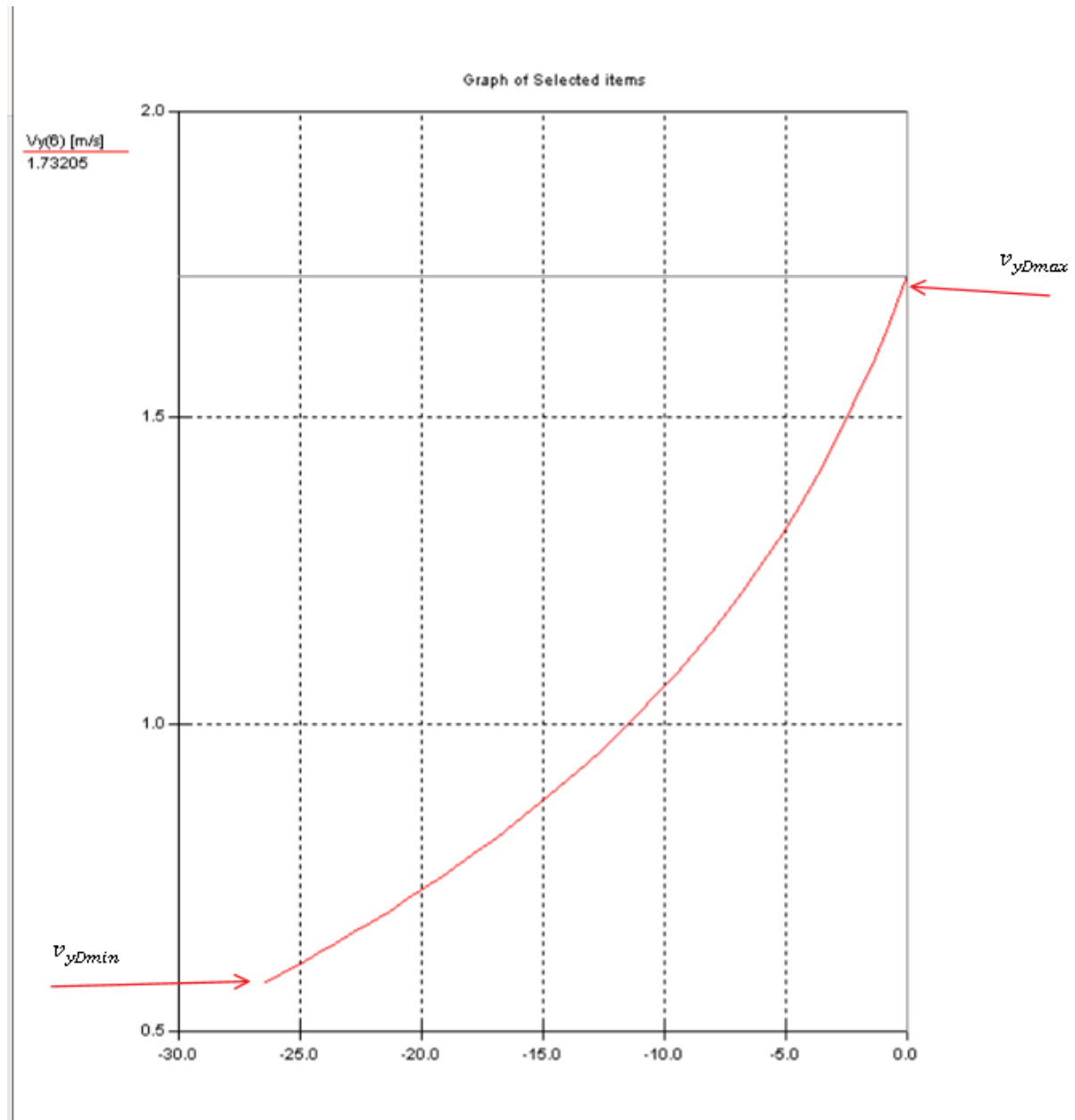
czynienia z ruchem obrotowym, co potwierdza charakterystyka wykonana w programie SAM w punkcie 6, dla punktu z drugiej strony nr 5 jest przeciwnie, bo ramienia są symetryczne

Różniczkując $y=f_p(x) = 76 - 72.5 \sin \arccos\left(\frac{x-63}{72.5}\right)$ po zmiennej t

otrzymujemy:

$$f_v(x) = \frac{(63-x)x'}{\sqrt{72.5^2 - [x-63]^2}} = \frac{(63-x)1000 \frac{mm}{s}}{\sqrt{72.5^2 - [x-63]^2}} = \frac{63-x}{\sqrt{72.5^2 - [x-63]^2}} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Za x' przyjmuje predkosć członu napędzającego $x' = 1 \frac{m}{s}$



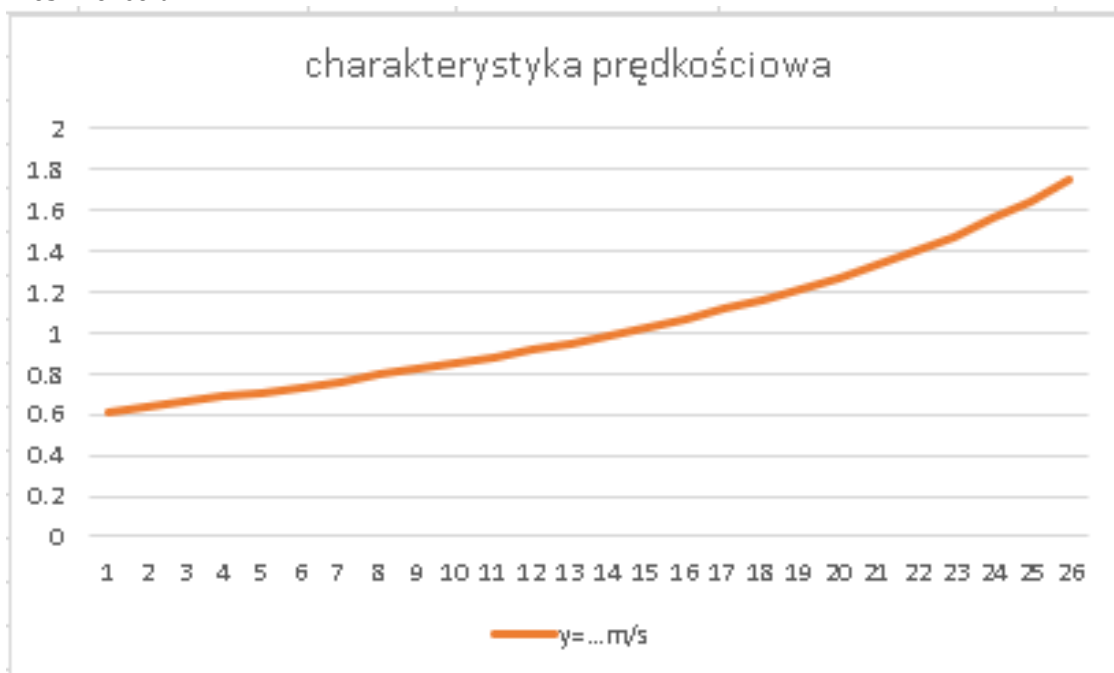
Charakterystyka predkościowa z zalozeniem ze czlon napędzający porusza sie z predkoscią $1 \frac{m}{s}$

$$v_{yDmin} = v_{yCmin} = 0.75 \frac{m}{s}$$

$$v_{yDmax} = v_{yCmax} = 1.73 \frac{m}{s}$$

Predkosci dla punktu C i D, a na rysunku pkt 6

Wykres w excelu



11.Charakterystyka siłowa $f_F(x)$

Charakterystyka siłowa:

$$f_F(x) = \frac{F_{ch}}{F_s} = \frac{\dot{x}}{2\dot{y}} = \frac{1}{2 \cdot f_v(x)}$$

gdzie

F_s – siła na wyjściu napędu chwytaka (siłownika)

F_{ch} – siła chwytu

$f_F(x)$ – przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka

$f_v(x)$ -charakterystyka prędkościowa

Równanie po podstawieniu jest w postaci:

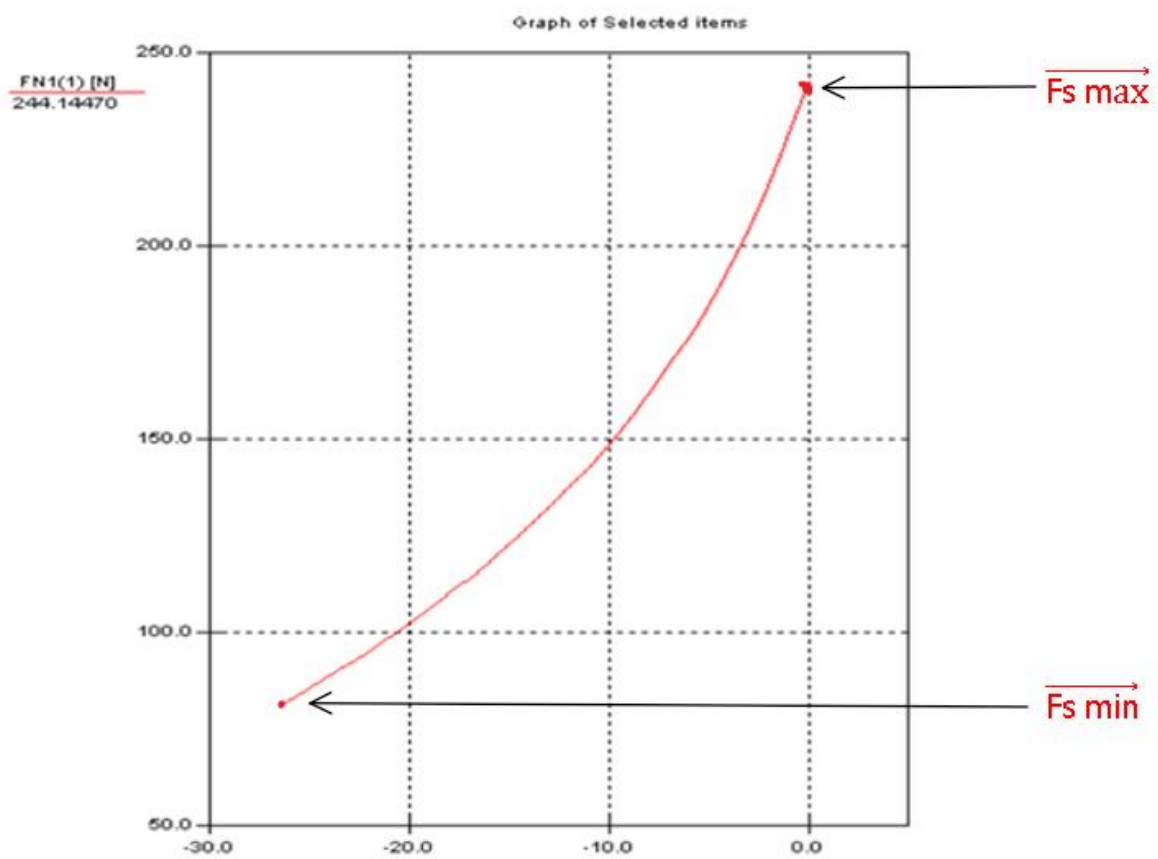
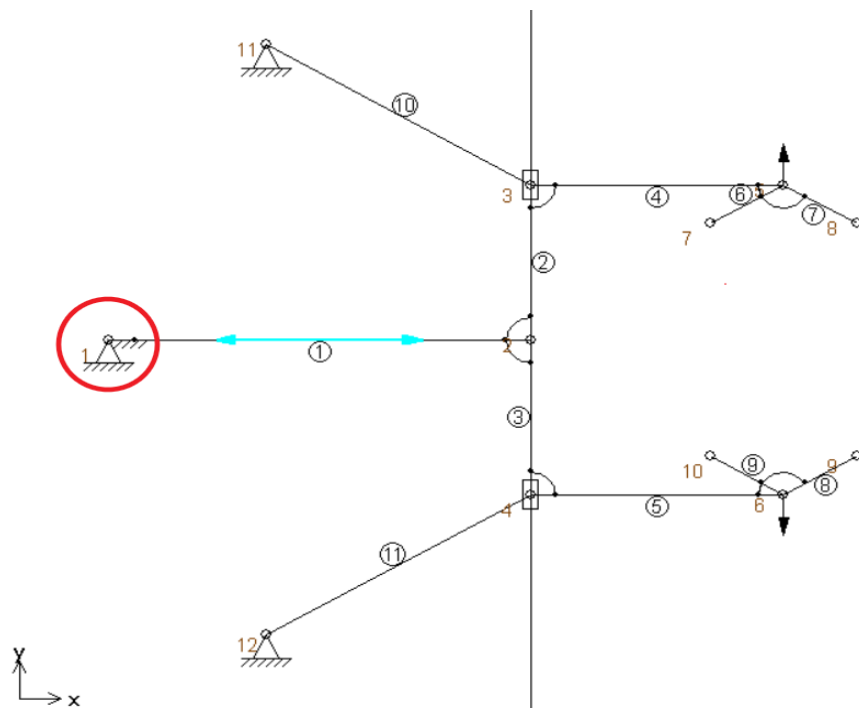
$$f_F(x) = \frac{1}{2 \cdot \frac{63 - x}{\sqrt{72.5^2 - [x - 63]^2}}}$$

Wyznaczam charakterystykę siłową na członie napędzającym w programie SAM 6.1

Zakładam obciążenie ramion chwytaka symetrycznym układem sił

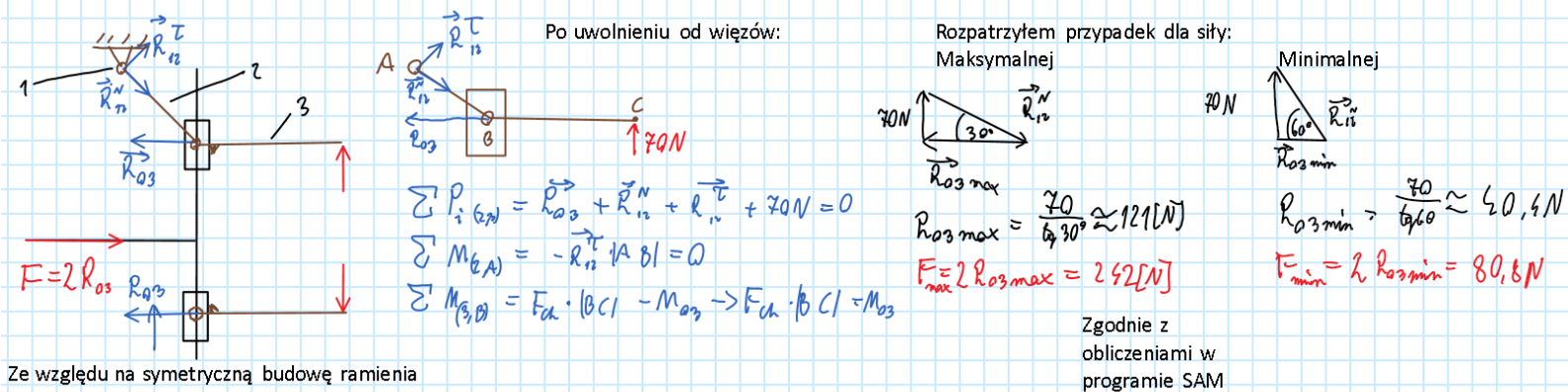
$F_{ch}=70$ [N], która jest potrzebna do uniesienia przedmiotu o obliczonym ciężarze
 $Q=15.37$

Określenie maksymalnej wymaganej siły do napędu miejsca zaznaczonego nr 1 w czerwonym kołku na schemacie:



$F_{s \min} = 80 \text{ [N]}$
 $F_{s \max} = 242.5 \text{ [N]}$

Obliczenia sprawdzające poprawność:



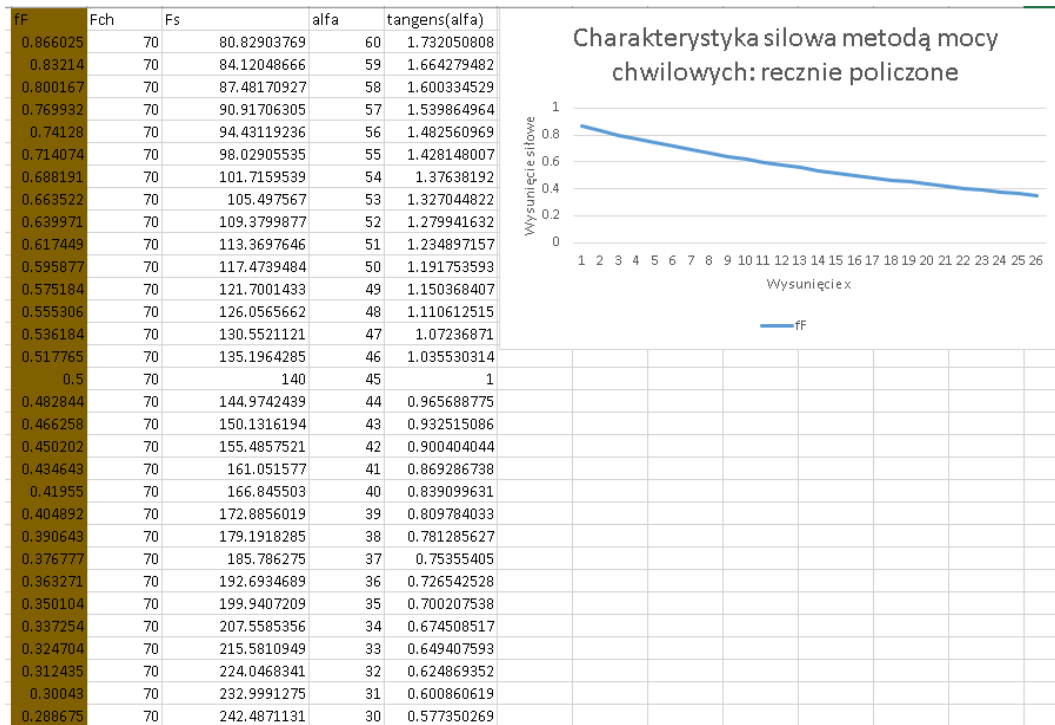
Jak widać, w programie SAM została wyznaczona taka sama siła na silowniku (siła równoważąca) dla maksymalnego rozwarcia ramion i dla minimalnego

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

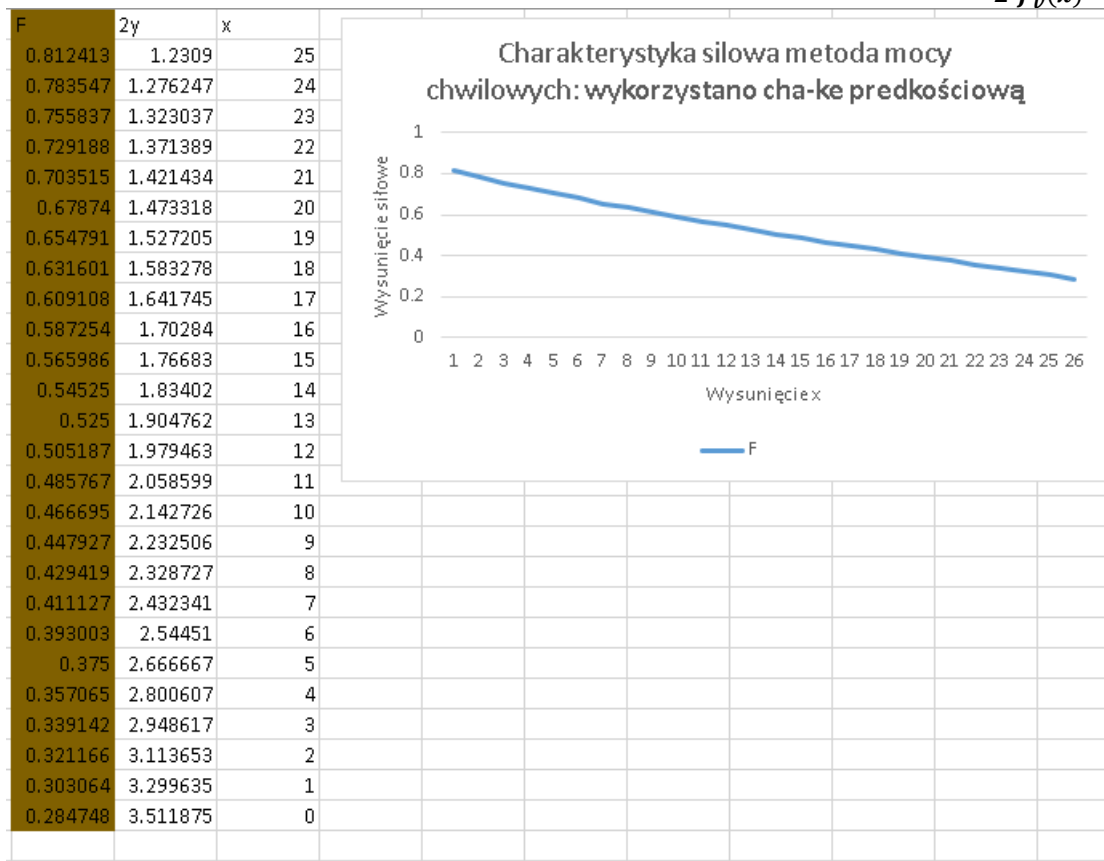
$$F_{ch} = 70[N]$$

$$80[N] < F_s = \frac{70}{\tan \alpha} < 242[N]$$

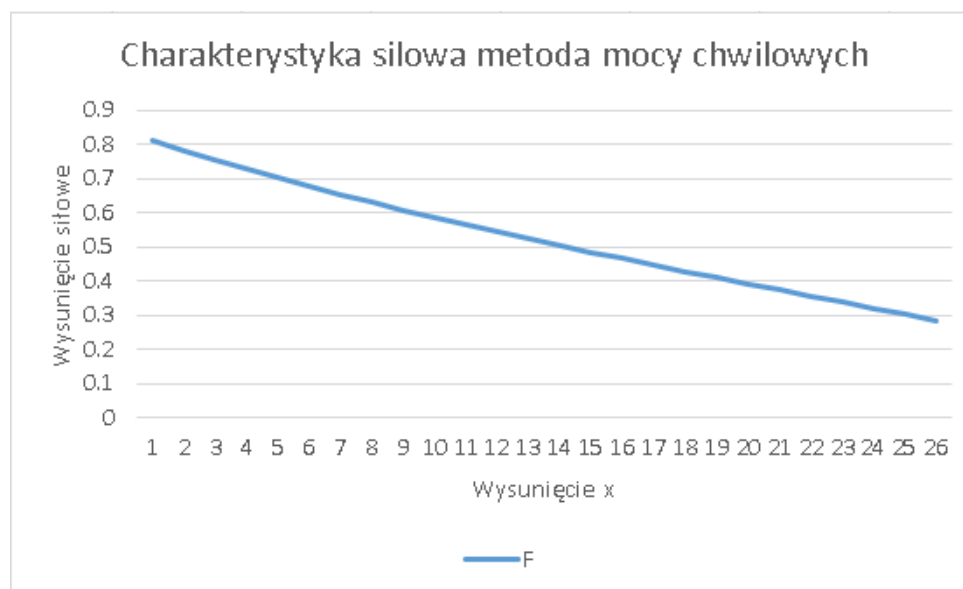
$$30^\circ < \alpha < 60^\circ$$



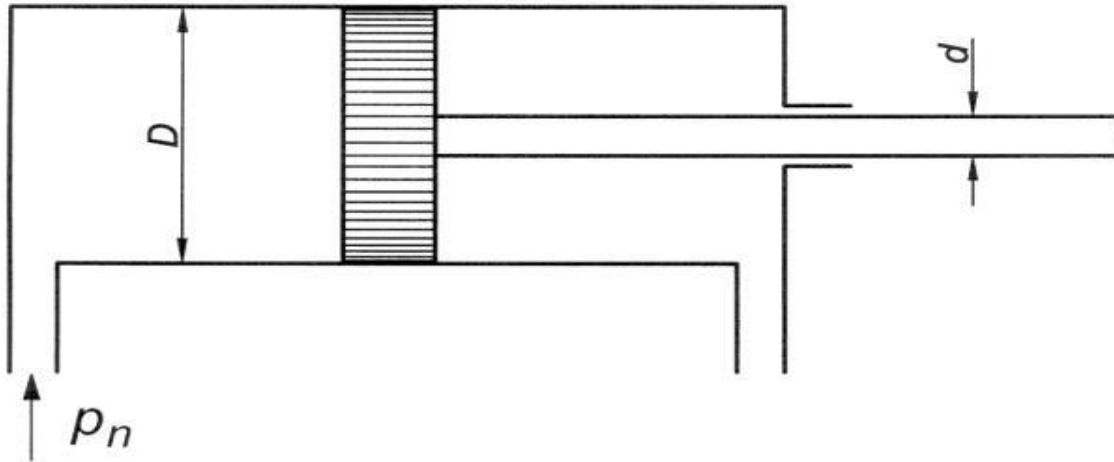
Sprawdzenie za pomocą wzoru $f_F(x) = \frac{1}{2 \cdot f_v(x)}$:



Obliczenia wykonane ręcznie, czyli wyznaczenie sił metodą mocy chwilowych oraz posłużenie się gotową charakterystyką prędkościową dały ten sam rezultat



12. Dobranie siłownika dzięki policzonej sile $F_{s\ max}$



Zakładam $F_{s\ max}=242.5[N]$

W chwytaku nr 26 ściskanie jest powodowane „ciągnięciem” siłownika, zatem korzystam ze wzoru na teoretyczną siłę ciągnącą

$$P_{tc} = F_{s\ max} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot p_n$$

Zakładam:

$$p_n = 0.6 \text{ [MPa]}$$

$$D = 6d$$

$$F_{s\ max} = \frac{\pi \cdot \left(D_{min}^2 - \frac{1}{36} D_{min}^2 \right)}{4} p_n \rightarrow D_{min} = \frac{12 \cdot \sqrt{F_{s\ max}}}{\sqrt{p_n \cdot 35\pi}}$$

$$D_{min} = \frac{12 \cdot \sqrt{242.5}}{\sqrt{600000 \cdot 35\pi}} = 0.023[m] \rightarrow D_{min} = 23[mm] \quad d_{min} = 3.8[mm]$$

Zatem dobieram siłownik o średnicy:

- wewnętrznej $d \geq 3.8[mm]$
- zewnętrznej $D \geq 23[mm]$

Dobór siłownika na podstawie wymaganej średnicy tłoka i skoku tłoka oraz siły pchającej na tłoczysku:

Zasada doboru siłownika: $P_t \geq P_w = k \cdot F_{s\ max}$

gdzie

P_t – teoretyczna siła ciągnąca siłownika

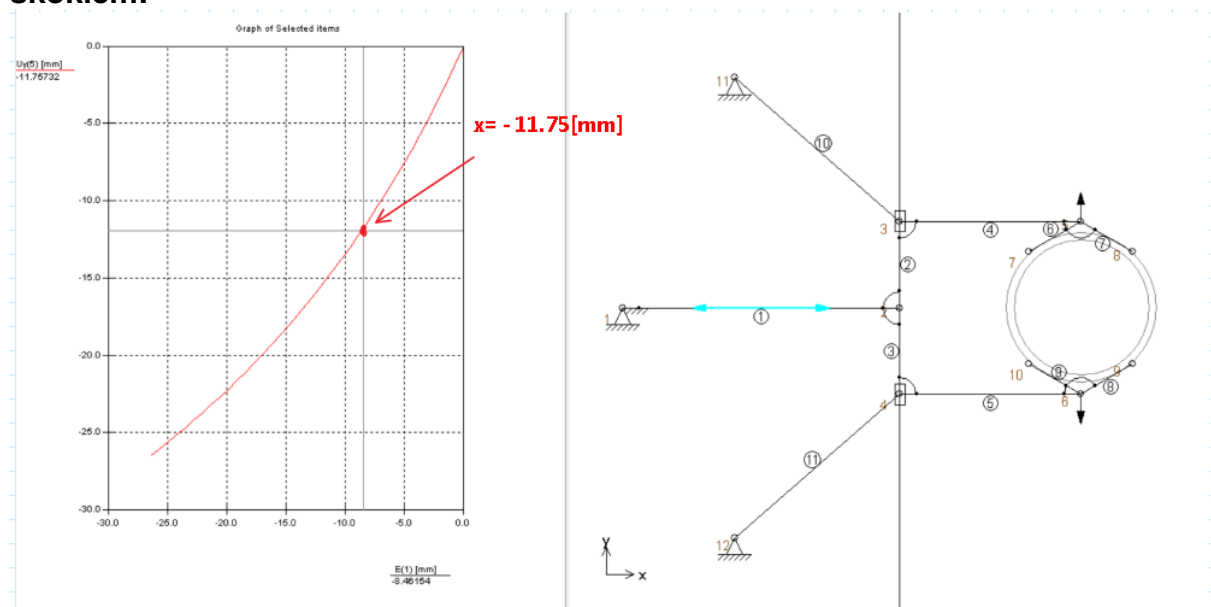
P_w – obliczona wymagana siła na tłoczysku

k – współczynnik przeciążenia zakładam $k=1.4$

do doboru siłownika należy uwzględnić odpowiedni Δx – skok siłownika

$$P_t \geq P_w = k \cdot F_{s\ max} = 1.4 \cdot 242.5 = 339.5 \text{ [N]}$$

Dobieram siłownik z odpowiednimi średnicami tłoków, siłą ciągnącą oraz skokiem:

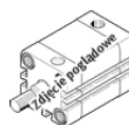


Moment ściśnięcia jest w punkcie odległym od maksimum o ~ -11.75 [mm]
A najmniejsze teoretyczne zaciśnięcie jest w punkcie -26.5 od maksymalnego, stąd zakładam:

- $\Delta x = 20$ [mm] - dla tulei $\phi = 50$ mm wystarczająco
- $P_t = 350$ [N]
- $D = 32$ mm
- Siłownik ciągnący

FESTO

Przegląd wybranych cech Siłownik kompaktowy
AEN-32-20-A-P-A-Z
#536418



Podstawowe cechy	
Cecha	Wartość
Funkcja	AEN Siłownik kompaktowy, jednostronnego działania, na bazie ISO 21287
Średnica tłoka mm	32 mm
Skok mm	20 mm
Typ gwintu	A Gwint zewnętrzny
Amortyzacja	P Elastyczne pierścienie/płytki amortyzujące w obu położ. końcowych
Sygnalizacja położenia	A Przy pomocy czujnika zbliżeniowego

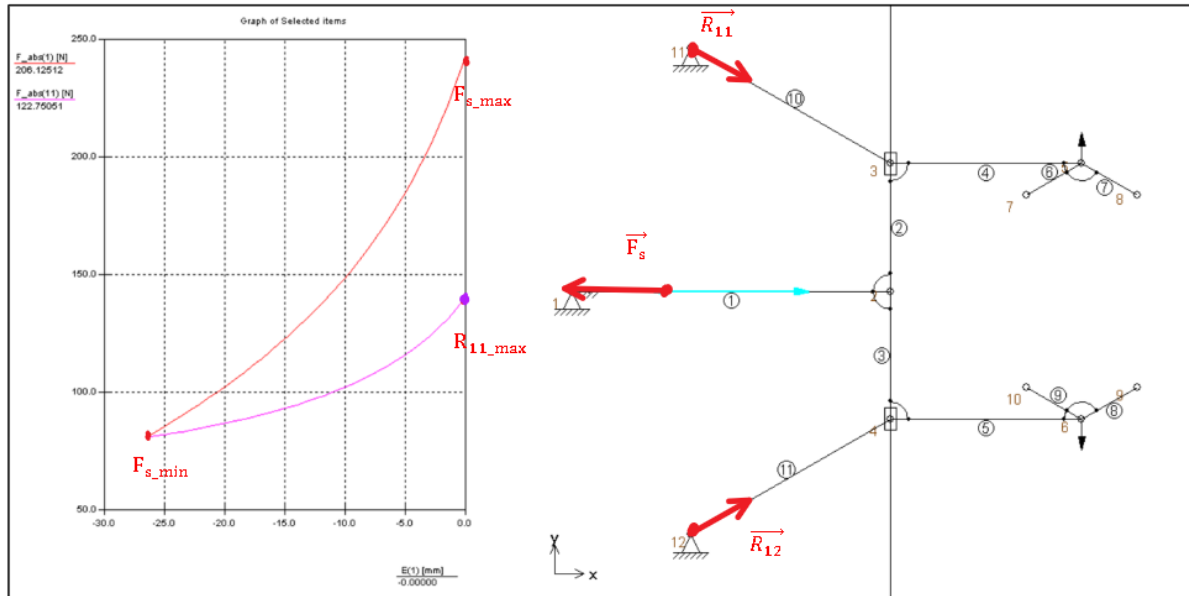
Dalsze opcje	
Cecha	Wartość
Kierunek efektywny	Z Jednostronnego działania, ciągnący
Zabezpieczenie przed obrotem	Bez
K2 - Wydłużony gwint na tłoczysku	Bez
K5 - Gwint specjalny na tłoczysku	Gwint standardowy na tłoczysku
Zwiększony przebieg	Bez
Odporność temperaturowa	Standard
Stała tabliczka opisowa	Tabliczka znamionowa przyklejona

Karta danych

Ogólna karta danych - pojedyncze dane będą zależały od konfiguracji.

Cecha	Wartość
Skok	1 ... 25 mm
Srednica tłoka	32 mm
W oparciu o normę	ISO 21287
Amortyzacja	P: Elastyczne pierścienie / płytki amortyzacyjne z obu stron
Pozycja zabudowy	Dowolna
Konstrukcja	Tłok Tłoczyskowy Korpus z profilu
Sygnalizacja położenia	Przy pomocy czujników
Warianty	Tłoczysko aluminiowe Wydłużona część gwintowana tłoczyska – gwint zewnętrzny Tłoczysko z gwintem specjalnym Wydłużone tłoczysko Z zabezpieczeniem przed obrotem Uszczelnienia odporne na temp. Do maks. +120°C Opis wypalany laserem Ciągący Jednostronne tłoczysko
Ciśnienie robocze MPa	0.1 ... 1 MPa
Ciśnienie robocze	1 ... 10 bar
Tryb pracy	Jednostronnego działania Pchający Ciągący
Medium robocze	Sprężone powietrze wg ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Uwagi odnośnie medium roboczego	Możliwa praca na powietrzu olejonym (po rozpoczęciu olejowania jest ono wymagane przy dalszej pracy)
Klasa odporności na korozję CRC	2 – Średnia odporność na korozję
Temperatura otoczenia	-20 ... 120 °C
Theoretical force at 0.6 MPa (6 bar, 87 psi), retracting	362 N
Theoretical force at 0.6 MPa (6 bar, 87 psi), advance	422 N
Przemieszczana masa własna przy 0 mm skoku	60 g
Ciążar dodatkowy na 10 mm skoku	30 g
Ciążar podstawowy dla 0 mm skoku	265 g
Dodatkowy współczynnik przemieszczanej masy własnej na 10 mm skoku	9 g
Sposób montażu	Przy pomocy otworów przelewowych Przy pomocy gwintów wewnętrznych Przy pomocy osprzętu Do wyboru:
Przylączy pneumatyczne	G1/8
Uwaga dotycząca materiałów	Zgodne z RoHS
Materiał pokrywy	Aluminium Anodowanie
Materiał tłoczyska	Stal wysokostopowa
Materiał rury siłownika	Stop aluminium Anodowany

Dzięki programowi SAM byłem w stanie oscenic, gdzie występują teoretycznie największe siły reakcji na ścisk ramion z siłą $F=70N$, na rysunku zobrazowałem najważniejsze

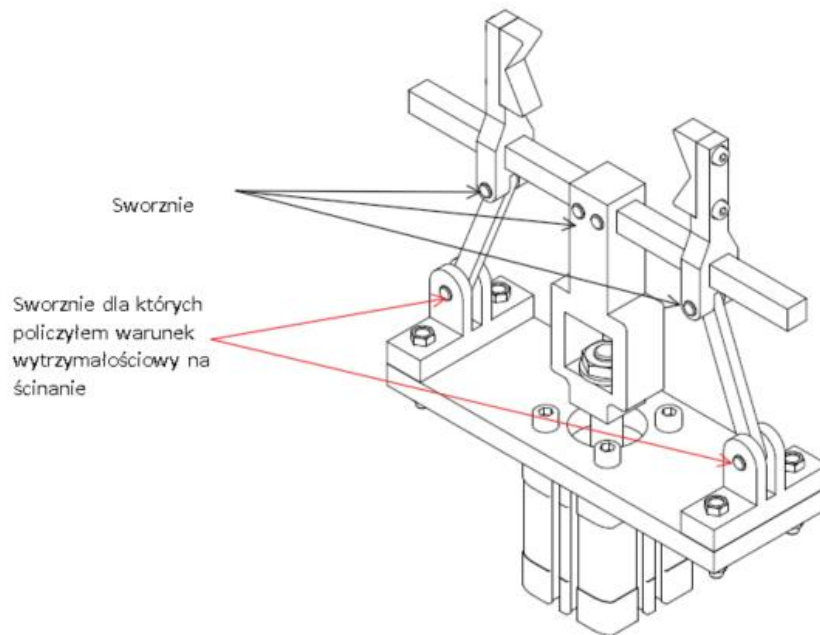


$$F_{s_max}=242.5[N]$$

$$F_{s \min} = R_{11 \min} = R_{12 \min} = 81[\text{N}]$$

$$R_{11\max} = R_{12\max} = 140[\text{N}]$$

14. Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie dla obciążonego sworznia



Na podstawie odczytania wartości z charakterystyk z programu SAM duże obciążenie występuje w sworznach w punktach 11 i 12 na schemacie jako siły:

$$P = R_{11\max} = R_{12\max} = 140[\text{N}]$$

Pary obrotowe (przeguby) w mechanizmie chwytaka są zrealizowane jako połączenia sworzniove. Wszystkie sworznie posiadają średnicę $\phi = 4[\text{mm}]$

Jako materiał sworzni przyjąłem **stal C45**, o wytrzymałości na ścinanie . Każdy sworzeń ścinany jest w dwóch płaszczyznach. Dla danej stali

$$k_t = 0.3R_m = 130\text{MPa}$$

Warunek wytrzymałościowy na ścinanie sworznia ma postać:

$$\tau = \frac{P}{2A} = \frac{R_{11\max}}{2\pi \cdot \left[\frac{d}{2}\right]^2} = \frac{4R_{11\max}}{2\pi \cdot d^2} = \frac{4R_{12\max}}{2\pi \cdot d^2} \leq k_r$$

Gdzie

τ -maksymalne naprężenie

$P=140$ - maksymalna siła tnąca

$2A$ - dwójka jest bo zakładam dwie powierzchnie ścinające sworzeń

oraz za A przyjmuje $A=2\pi \cdot \left[\frac{d}{2}\right]^2$

d -średnica sworznia

$$\frac{2R_{12\max}}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 140}{\pi \cdot 0.004^2} = 5570423\text{Pa} \approx \mathbf{5.6\text{MPa}} \leq k_r = \mathbf{130\text{MPa}}$$

Zatem dla przyjętej średnicy warunek $\tau \leq k_r$ jest spełniony

15.Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka

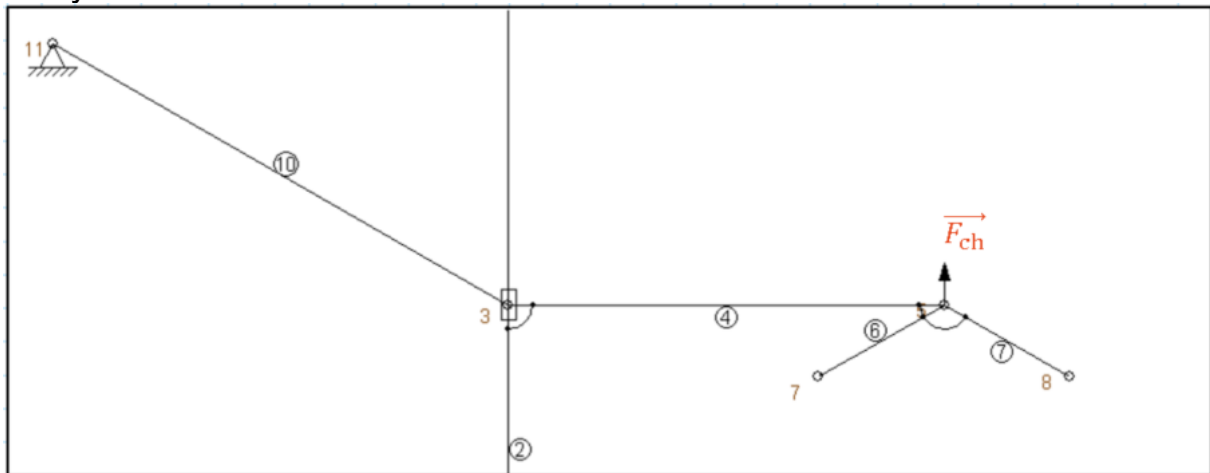
Do zadania projektowego zastosuje stal S235 o granicy plastyczności $R_e=235$ [MPa]

Wytrzymałość materiału na zginanie określa się dla tego typu stali jako:
 $k_g=(0.55-0.65) R_e$

Przyjmę, że $k_g=0.6 R_e=141$ [MPa]

Ramię chwytaka możemy potraktować jako belkę o długości **$L=60$ mm** obciążoną na końcu siłą chwytającą **$F_{ch} = 70$ N**

Maksymalny moment gnący występuje na odcinkach 3-5 oraz 4-6 chwytaka – na ramionach



Skorzystam ze wzoru na moment gnący dla danego przypadku:

$$M_g = F_{ch} \cdot L = 70 \cdot 0.06 = 4.2 \text{ Nm}$$

Warunek wytrzymałościowy na zginanie ramienia:

$$\sigma_{gmax} = \frac{M_{gmax}}{W_g} \leq k_g$$

Gdzie:

W_g - wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie

k_g - wytrzymałość materiału na zginanie

Wskaźnik wytrzymałości przekroju ramienia na zginanie z uwzględnieniem otworu na sworzeń liczę ze wzoru:

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

Zakładam:

$h=4\text{mm}$

-średnica sworznia(sprawdzona zgodnie z warunkiem na ścinanie sworznia)

$H=10\text{mm}$

-pierwszy wymiar przekroju ramienia

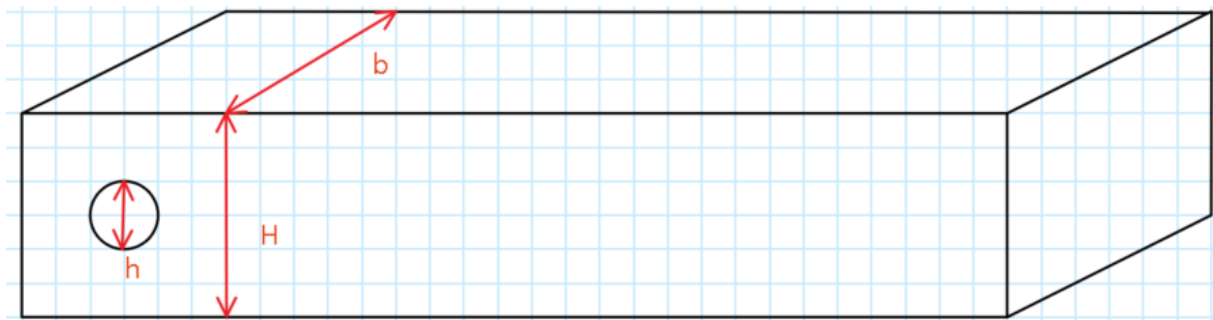
$b=10\text{mm}$

-drugi wymiar przekroju ramienia

$$W_g = \frac{0.01 \cdot (0.01^3 - 0.004^3)}{6 \cdot 0.01} = 1.56 \cdot 10^{-7}$$

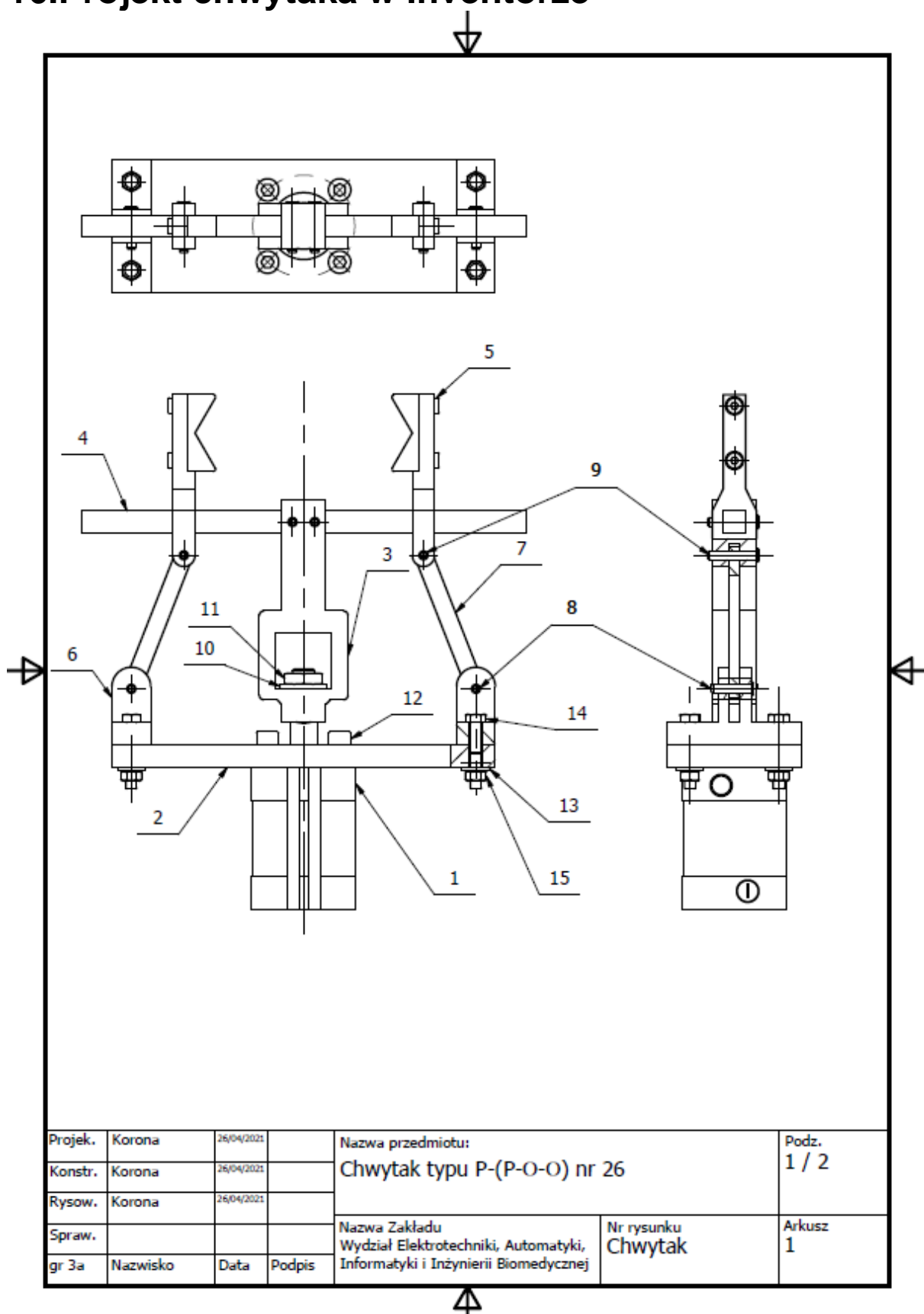
$$\sigma_{gmax} = \frac{M_{gmax}}{W_g} = \frac{4.2}{1.56 \cdot 10^{-7}} \approx 13[\text{MPa}] \leq k_g = 141[\text{MPa}]$$

Dla zadanych wymiarów warunek jest spełniony



Ramie schematycznie

16.Projekt chwytaka w Inventorze





LISTA CZĘŚCI						
POZYCJA		ILOŚĆ		NUMER CZĘŚCI		OPIS
1		1		536418 AEN-32-20-A-P-A-Z---(0)		AEN-Compact cylinder
2		1		kołnierz		
3		1		Belka		
4		1		Belka_prosta		
5		2		Zespół_ramienia		
6		2		Mocowanie_dzwigni		
7		2		Cięgno		
8		2		ISO 2341 - A - 4 x 18		Sworznie z łbem
9		4		ISO 2341 - A - 4 x 22		Sworznie z łbem
10		1		BS 4320 - M10 (Postać A)		Podkładki dokładne - Szereg metryczny
11		1		DIN-439-B - M10x1.25(F)		DIN-439 Form B-Hex nut
12		4		PN-87/M-82302 - M6 x 20		Śruby z łbem walcowym z gniazdem sześciokątnym
13		4		BS 4320 - M6 (Postać A)		Podkładki dokładne - Szereg metryczny
14		4		ISO 4015 - M5 x 30		Śruby z łbem sześciokątnym. Z zredukowaną częścią trzonu. Klasa produkcyjna B
15		4		ISO 4032 - M5		Nakrętki sześciokątne, styl 1 - Klasa dokładności A i B
Projek.	Korona	26/04/2021		Nazwa przedmiotu:		Podz.
Konstr.	Korona	26/04/2021		Chwytnak typu P-(P-O-O) nr 26		
Rysow.	Korona	26/04/2021				
Spraw.				Nazwa Zakładu Wydział Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Inżynierii Biomedycznej		Nr rysunku Chwytnak
gr 3a	Nazwisko	Data	Podpis			Arkusz 2



