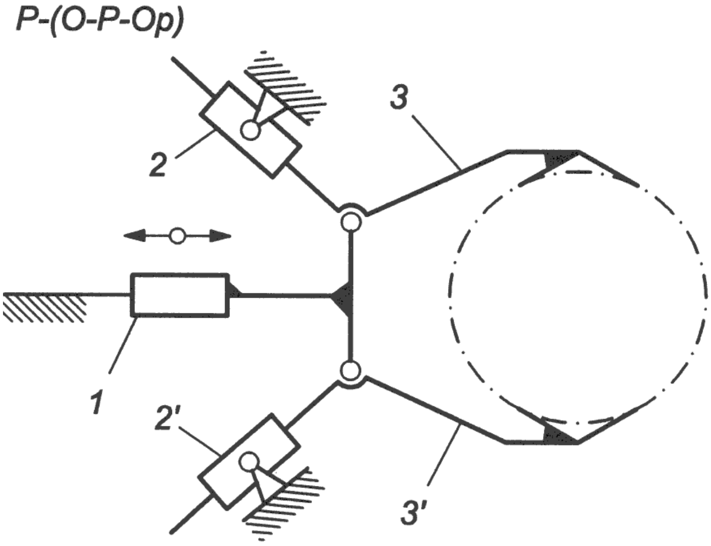
PROJEKT CHWYTAKA NR 20

Dariusz Papierniak
EAIiE II rok AiR

1. Obliczenie ruchliwości chwytaka na podstawie zadanego schematu kinematycznego.



n=5 ilość elementów ruchomych

p5=7 (1,0),(2,0),(2’,0),(2,3),(2’,3’),(3,1),(3’,1) ilość par klasy 5

p4=0 ilość par klasy 4

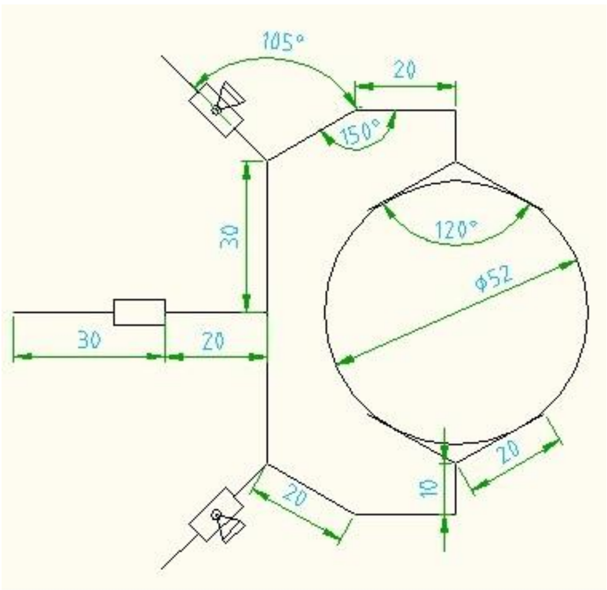
w=3*n-2*p5-p4

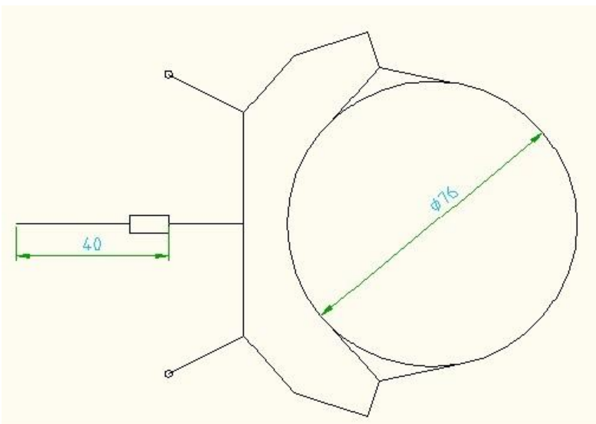
w=3*5-2*7=15-14=1

Do napędu chwytaka wystarczy jeden siłownik pneumatyczny liniowy.

2. Analiza zadania projektowego:

Przyjęcie podstawowych wymiarów chwytaka, wyznaczenie skoku siłownika oraz zakresu rozwarcia szczęk:





Maksymalny ciężar obiektu transportowanego obliczam ze wzoru:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} l_{\max} \gamma$$

d_{max} = 76,00 [mm] = 0,076 [m] - średnica największego wałka,
d_{min} = 52,00 [mm] = 0,052 [m] - średnica najmniejszego wałka,
l_{max} = 0.4 [m] - maksymalna długość chwytanego obiektu,
γ = 78000 [N/m^3] - ciężar właściwy transportowanego materiału (stal).

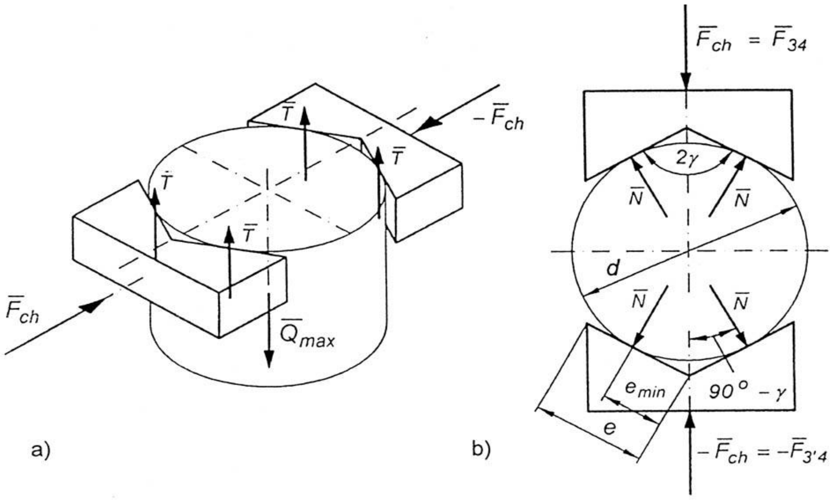
Obliczone wartości Q wynoszą:

Q_1 = 141,54 N - maksymalny ciężar obiektu dla **d_{max}**
Q_2 = 66,26 N - maksymalny ciężar obiektu dla **d_{min}**

Współczynniki przyjmuję następująco:

μ = 0,2 - współczynnik tarcia (metal-metal)
n = 2 - współczynnik bezpieczeństwa
2γ = 120° - kąt nachylenia szczęk chwytaka

Wyznaczenie koniecznej siły chwytu F_{ch} i obliczenie wymiarów szczęk:



Układ sił działających na chwytak:

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

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

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

Siły tarcia muszą spełniać warunek:

$$4T = \frac{2F_{ch} \cdot \mu}{\sin\gamma} \geq Q \cdot n$$

stąd

$$F_{ch} \geq \frac{Q \cdot n \sin\gamma}{2\mu}$$

Wstawiając dane do równania (ciężar obiektu Q_2) otrzymuję:

F_{ch}=286,91 N

Do dalszych obliczeń przyjmuję F_{ch}=300 N

Obliczenie minimalnej wielkości szczęk

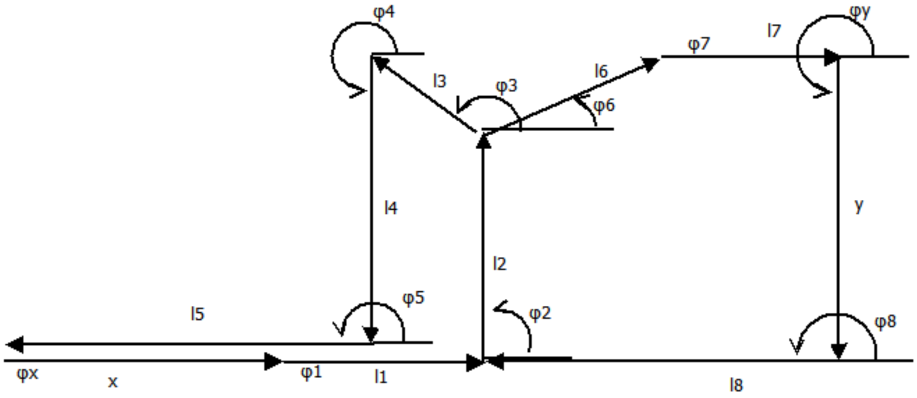
$$e_{\min} = \frac{d}{2tg\gamma}$$

w moim przypadku e_{min}=15,01 mm

Przyjęte przeze mnie e=20 mm

3. Obliczenie charakterystyki przesunięciowej chwytaka

Schemat używany do obliczeń:



Każdemu wektorowi odpowiada kąt skierowany. Wielkości które nie ulegają zmianie w trakcie ruchu chwytaka to:

$l1=20$ mm, $l2=30$ mm, $l4=40$ mm, $l5= 40$ mm, $l6=20$ mm, $l7=20$ mm,

$\phi x=0°$, $\phi 1=0°$, $\phi 2=90°$, $\phi 4=270°$, $\phi 5=180°$, $\phi y=270°$, $\phi 8=180°$

ponadto znane są zależności:

$\phi 6=\phi 3-105°$, $\phi 7=\phi 3-135°$

Pozostałe wielkości zależą od wartości x.

Zgodnie z przyjętymi wcześniej wielkościami x zmienia się w przedziale od 30 do 40 mm

Korzystam z metody analitycznej.

Dla zamkniętego wieloboku wektorowego zapisuję równanie:

$$\bar{x} + \overline{l1} + \overline{l2} + \overline{l3} + \overline{l4} + \overline{l5} = 0$$

Z którego wyznaczam wartość $\phi 3$ potrzebną do dalszych obliczeń:

Rzut na oś x:

$x\cos(\phi x)+l1\cos(\phi 1)+ l2\cos(\phi 2)+ l3\cos(\phi 3)+ l4\cos(\phi 4)+ l5\cos(\phi 5)=0$

Po uwzględnieniu znanych kątów:

$x+l1+l3\cos(\phi 3)-l5=0$

więc

$l3\cos(\phi 3)=l5-x-l1$

Rzut na oś y:

$x\sin(\phi x)+l1\sin(\phi 1)+ l2\sin(\phi 2)+ l3\sin(\phi 3)+ l4\sin(\phi 4)+ l5\sin(\phi 5)=0$

Po uwzględnieniu znanych kątów:

$l2+l3\sin(\phi 3)-l4=0$

więc

$l3\sin(\phi 3)=l4-l2$

po wyrugowaniu l3 otrzymuję:

$$tg(\varphi3) = \frac{l4-l2}{l5-x-l1}$$

funkcja arctg zwraca kąt z przedziału -90°,90°, ponieważ kąt ϕ3 jest kątem rozwartym

$$\varphi3 = arctg\left(\frac{l4-l2}{l5-x-l1}\right) + 180°$$

Natomiast z jedynki trygonometrycznej otrzymuję:

l3=$\sqrt{(l5-x-l1)^2+(l4-l2)^2}$

Zapisuję równanie wektorowe dla drugiego wieloboku:

$$\bar{y} + \bar{l2} + \bar{l6} + \bar{l7} + \bar{l8} = 0$$

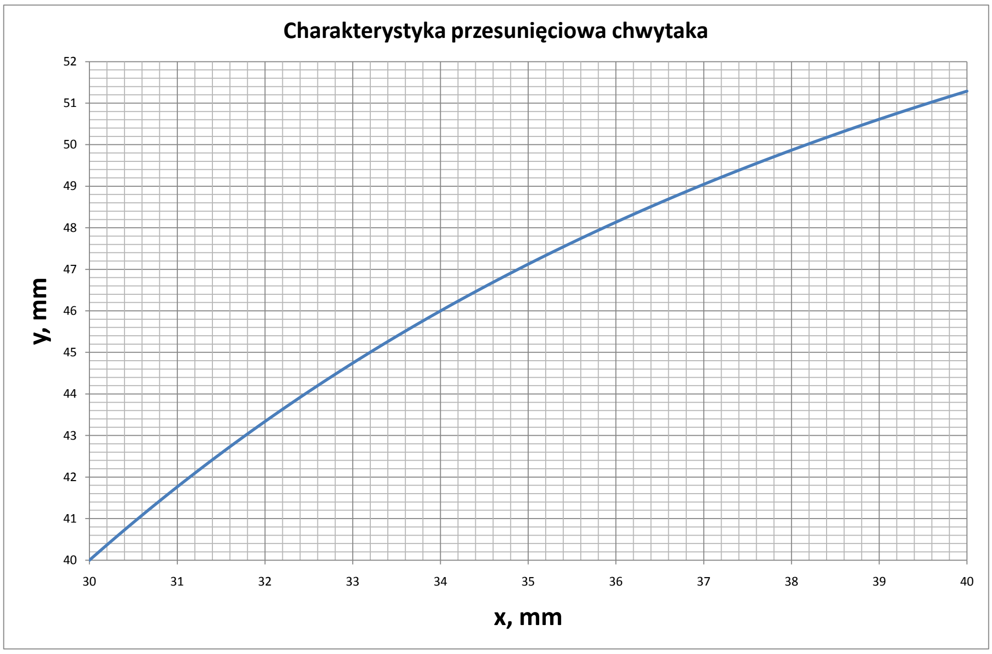
Do wyznaczenia wartości y wystarczy rzut na oś y:

ysin(ϕy)+l2sin(ϕ2)+ l6sin(ϕ6)+ l7sin(ϕ7)+ l8sin(ϕ8)=0

Po wstawieniu znanych wartości kątów:

y=l2+l6sin(ϕ3-105°)+ l7sin(ϕ3-135°)

Oto charakterystyka przesunięciowa otrzymana za pomocą programu Excel:



4. Wyznaczenie charakterystyki prędkościowej chwytaka.

W celu otrzymania charakterystyki prędkościowej chwytaka należy zróżniczkować charakterystykę przesunięciową.

$$\frac{dy}{dx} = \frac{d}{dx}(l2 + l6\sin(\varphi 3 - 105°) + l7\sin(\varphi 3 - 135°))$$

$$\frac{dy}{dx} = l6\cos(\varphi 3 - 105°)\frac{d\varphi 3}{dx} + l7\cos(\varphi 3 - 135°)\frac{d\varphi 3}{dx}$$

$$\frac{d\varphi 3}{dx} = \frac{d}{dx}\left(arctg\left(\frac{l4 - l2}{l5 - x - l1}\right) + 180°\right)$$

$$\frac{d\varphi 3}{dx} = \frac{1}{1 + (\frac{l4 - l2}{l5 - x - l1})^2} \cdot \frac{d(\frac{l4 - l2}{l5 - x - l1})}{dx}$$

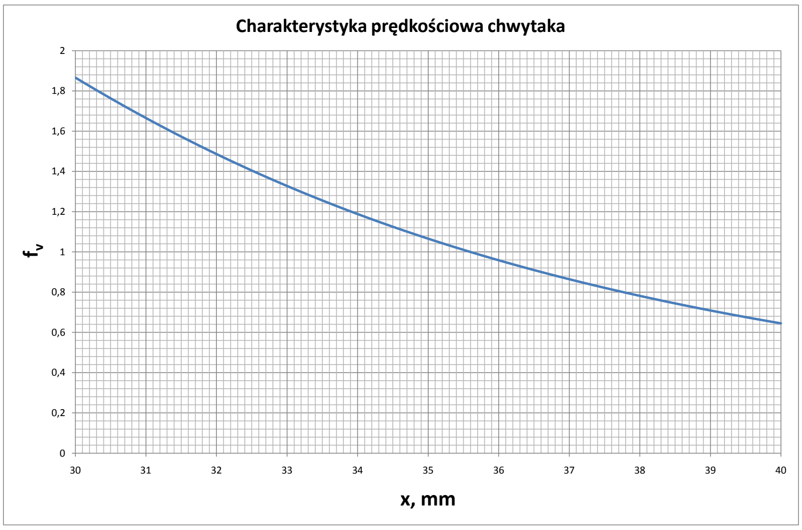
$$\frac{d(\frac{l4 - l2}{l5 - x - l1})}{dx} = \frac{l4 - l2}{(l5 - x - l1)^2}$$

$$\frac{d\varphi 3}{dx} = \frac{1}{\frac{(l5 - x - l1)^2 + (l4 - l2)^2}{(l5 - x - l1)^2}} \cdot \frac{l4 - l2}{(l5 - x - l1)^2} = \frac{l4 - l2}{(l5 - x - l1)^2 + (l4 - l2)^2}$$

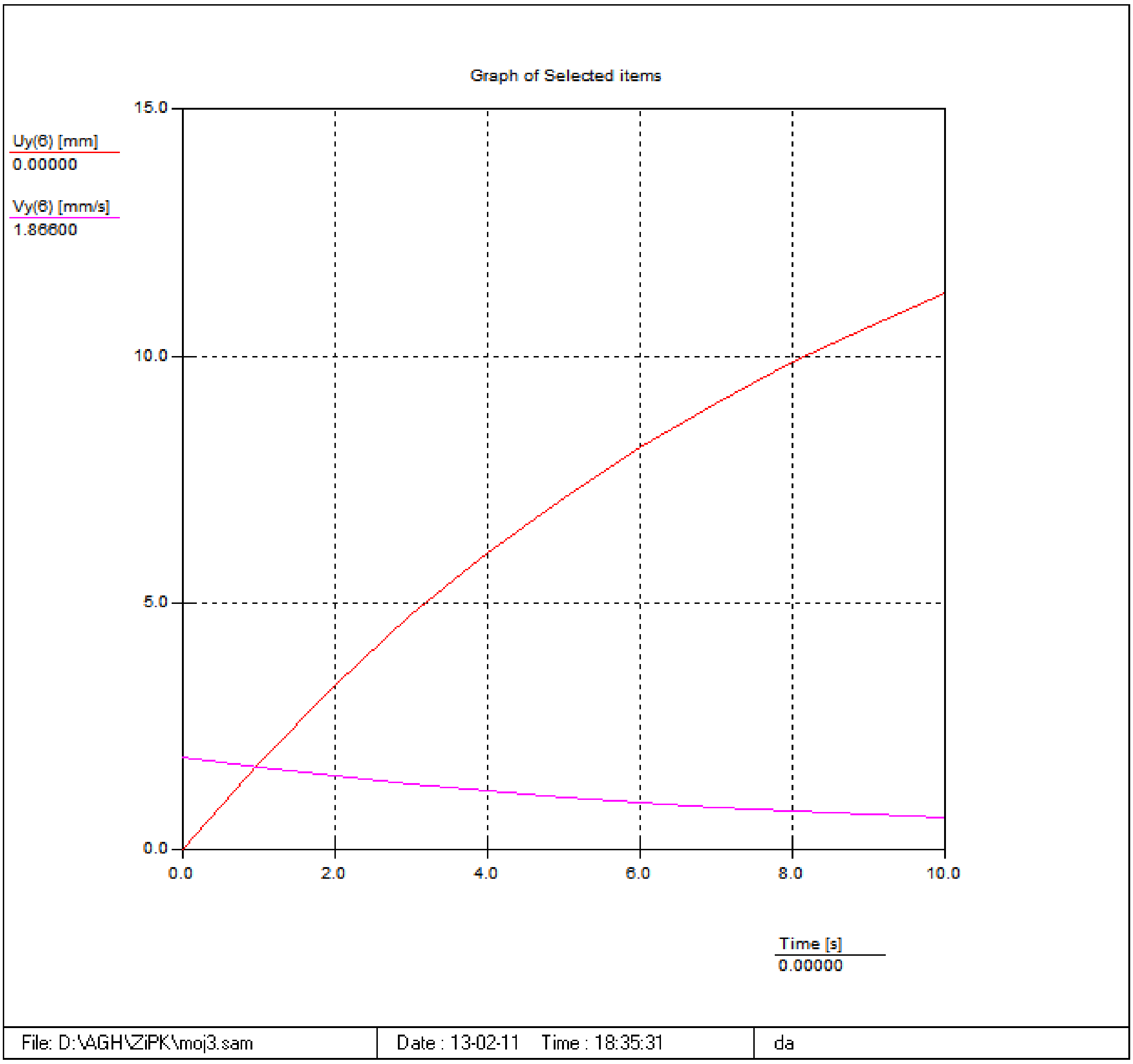
$$\frac{dy}{dx} = l6\cos(\varphi 3 - 105°)\frac{l4 - l2}{(l5 - x - l1)^2 + (l4 - l2)^2} + l7\cos(\varphi 3 - 135°)\frac{l4 - l2}{(l5 - x - l1)^2 + (l4 - l2)^2}$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{(l4 - l2)\cdot((l6\cos(\varphi 3 - 105°) + l7\cos(\varphi 3 - 135°))}{(l5 - x - l1)^2 + (l4 - l2)^2}$$

$f_V(x) = \frac{dy}{dx}$



Powyżej znajduje się charakterystyka prędkościowa uzyskana za pomocą programu Excel. Poniżej zamieszczam natomiast obie charakterystyki uzyskane w programie SAM.



W obu przypadkach charakterystyki te są identyczne.

5. Wyznaczenie charakterystyki siłowej chwytaka

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

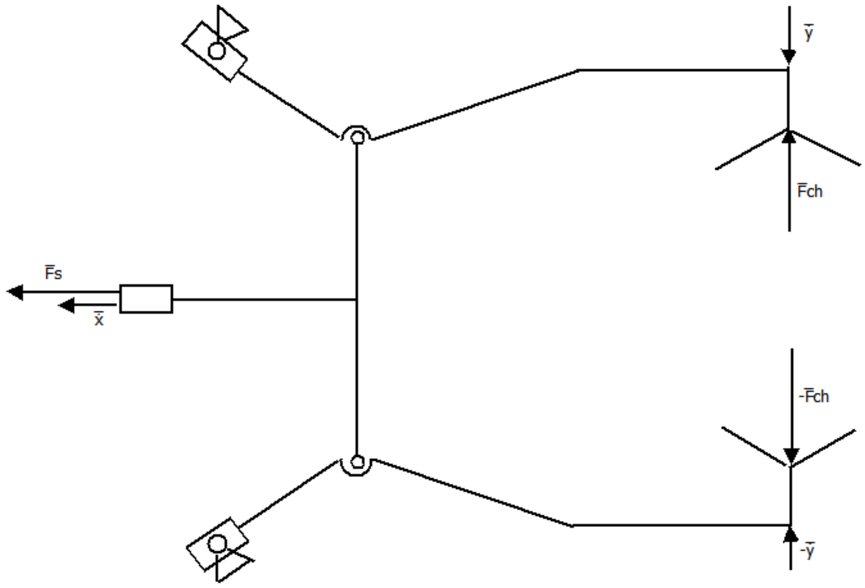
gdzie:

F_{ch}- siła chwytu

F_s- siła na wyjściu siłownika

$f_F(x)$- przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka

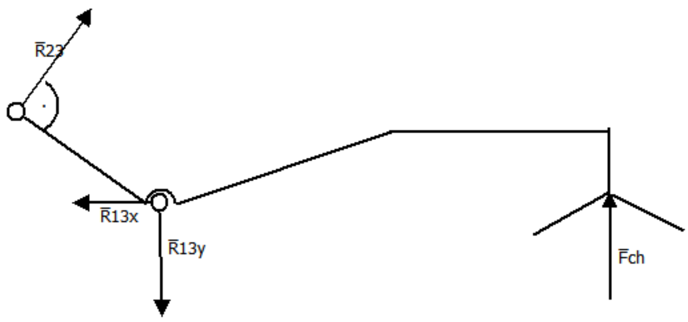
Model obliczeniowy do wyznaczenia charakterystyki siłowej



Dokonuję obliczeń dla chwytaka w pozycji zamkniętej. Wówczas stosując te same oznaczenia kątów i wektorów co w pkt 3:

ϕ3=135°, ϕ6=30°, ϕ7=0 °

Po uwolnieniu od więzów górne ramię wygląda następująco:



Siła R_{23} jest prostopadła do l3, zatem jest pod kątem ϕ3-90°. W rozpatrywanej sytuacji R_{23x}= R_{23y}= $R_{23}\cdot \frac{\sqrt{2}}{2}$

Z warunków równowagi dla sił i momentów możemy zapisać:

$$\sum P_{ix} = R_{23x} - R_{13x} = 0$$

$$\sum P_{iy} = F_{ch} + R_{23y} - R_{13y} = 0$$

$$\sum M_z = F_{ch} \cdot (l6\cos(30°) + l7) - R_{23} \cdot l3 = 0$$

skąd otrzymuję następujące zależności:

$R_{23x}=R_{13x}$

$R_{13y}=F_{ch}+R_{23y}$

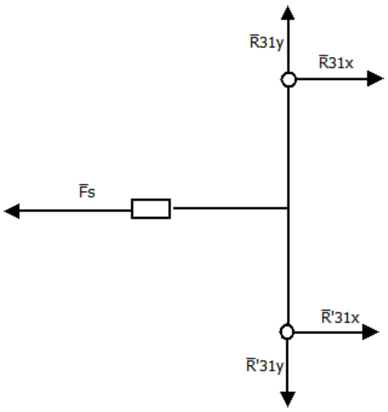
korzystając z wcześniej obliczonego wzoru na l3 mogę zapisać:

$$F_{ch}\cdot(l6\cos(30°)+l7)=R_{23}\cdot\sqrt{(l5-x-l1)^2+(l4-l2)^2}$$

skąd dla F_{ch}=300N

R_{23}=791,68 N więc $R_{23x}=R_{23y}$=559,8 N

Dla pozostałej części chwytaka mamy:



ponieważ $R_{31}=R'_{31}$ mamy:

$F_s=2\ R_{31x}$

ponadto

$$\overline{R_{31}}=-\overline{R_{13}}$$

więc w początkowym położeniu wymagana siła F_s=1119,6 N

Wprowadzając zależności analityczne możemy równanie momentów dla ramienia zapisać następująco:

$$F_{ch}\cdot(l6\cos(\varphi3-105°)+l7\cos(\varphi3-135°))=R_{23x}\mathrm{l3}\sin(\varphi3)-R_{23y}\mathrm{l3}\cos(\varphi3)$$

minus przy cos po prawej stronie pojawił się gdyż interesuje nas długość rzutu wektora l3 na oś x.

Ponieważ R_{23} ma być prostopadłe do l3 mamy zależność między składową poziomą i pionową:

$R_{23y}=R_{23x}tg(\varphi3-90°)$ ponadto:

$$R_{23x}=\frac{1}{2}\mathrm{F_s}$$

Otrzymuję

$$F_{ch} \cdot (l6\cos(\varphi3 - 105°) + l7\cos(\varphi3 - 135°)) \\ = R_{23x}(\mathrm{l3}\sin(\varphi3) - tg(\varphi3 - 90°)\,\mathrm{l3}\cos(\varphi3))$$

$$\frac{F_{ch}}{\mathrm{F_s}} = \frac{\mathrm{l3}\sin(\varphi3) - tg(\varphi3 - 90°)\,\mathrm{l3}\cos(\varphi3)}{2(l6\cos(\varphi3 - 105°) + l7\cos(\varphi3 - 135°))}$$

$$-tg(\varphi3 - 90°) = -tg\left(arctg\left(\frac{l4 - l2}{l5 - x - l1}\right) + 180° - 90°\right) = \frac{1}{tg(arctg\left(\frac{l4 - l2}{l5 - x - l1}\right))}$$

$$\frac{1}{tg(arctg\left(\frac{l4 - l2}{l5 - x - l1}\right))} = \frac{1}{\frac{l4 - l2}{l5 - x - l1}} = \frac{l5 - x - l1}{l4 - l2}$$

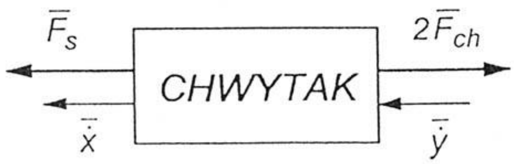
po uwzględnieniu wcześniej wyprowadzonych wzorów otrzymuję:

$$\frac{F_{ch}}{\mathrm{F_s}} = \frac{l4 - l2 + \frac{l5 - x - l1}{l4 - l2}\,(l5 - x - l1)}{2(l6\cos(\varphi3 - 105°) + l7\cos(\varphi3 - 135°))}$$

$$\frac{F_{ch}}{\mathrm{F_s}} = \frac{(l4 - l2)^2 + (l5 - x - l1)^2}{2(l4 - l2)(l6\cos(\varphi3 - 105°) + l7\cos(\varphi3 - 135°))}$$

6. Sprawdzenie charakterystyki siłowej metodą mocy chwilowych.

Model chwytaka do wyznaczenia bilansu mocy chwilowych:



Bilans mocy chwilowych przy pominięciu tarcia, sił ciężkości oraz bezwładności:

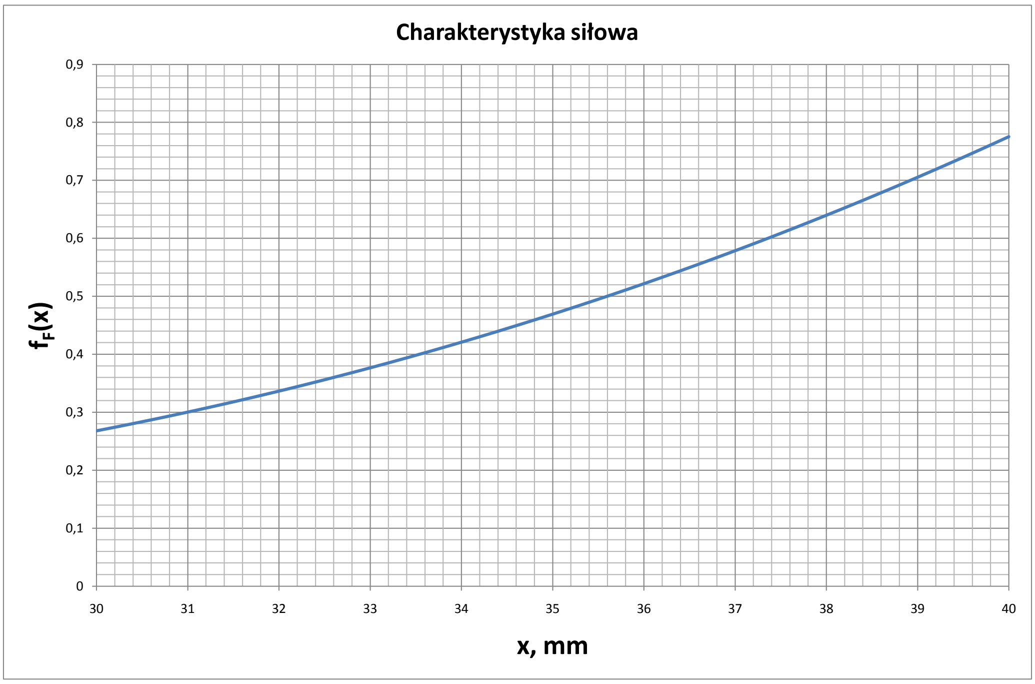
$N_{WE}+N_{WY}=0$

$$F_S \cdot \dot{x} - 2F_{ch} \cdot \dot{y} = 0$$

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

$$f_F(x) = \frac{(l4 - l2)^2 + (l5 - x - l1)^2}{2(l4 - l2)(l6\cos(\varphi3 - 105°) + l7\cos(\varphi3 - 135°))}$$

Otrzymana charakterystyka jest identyczna jak w pkt 5. Oto jej wykres:



7. Obliczenia wytrzymałościowe

a) najbardziej obciążonego sworznia na ścinanie

Najbardziej obciążonym sworzniem jest ten, na którym obraca się ramię. Działa na niego siła F_{31}. Dla położenia x=30 mm jest ona największa i wynosi około 800N (wartość wyliczona na podstawie równań z pkt 5). Siła tnąca T wynosi więc 400N, gdyż ramię chwytaka jest podwójne. Sworzeń ma średnicę 5mm i jest wykonany ze stali st3, dla której dopuszczalne naprężenie na ścinanie wynosi k_t=54 MPa.

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

$$\tau = \frac{T}{A} \leq k_t$$

$$\tau = 20{,}37\ MPa$$

a więc warunek wytrzymałości na ścinanie został spełniony.

b) ramienia na zginanie

Maksymalny moment gnący występuje w miejscu w którym przez ramię przechodzi sworzeń dla x=30 mm. Działający wówczas na ramię moment wynosi:

$F_{ch} \cdot (l6 \cos(30°) + l7)$ ≅11,2 Nm

Ramię jest podwójne więc na każdą część działa moment równy 5,6 Nm.

Każda część ramienia będzie miała w przekroju kwadrat o boku 10mm. Ponieważ przez ramię w tym miejscu przechodzi sworzeń o średnicy 5mm przyjmuję h=5 mm.

wzór na naprężenie:

$$\sigma_{g\ max} = \frac{6 \cdot M_{max}}{b \cdot h^2}$$

po wstawieniu danych daje wartość

$$\sigma_{g\ max} = 134{,}4\ MPa$$

Dla stali st5, z której zostanie wykonane ramię k_g=160 MPa, więc również ten warunek wytrzymałości został spełniony.

8. Obliczenie wymaganych parametrów napędu pneumatycznego chwytaka.

Teoretyczna siła pchająca sylindra pneumatycznego: $P_{tp} = \frac{\pi D^2}{4} p_n$

Teoretyczna siła ciągnąca napędu pneumatycznego: $P_{tc} = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} p_n$

Siłownik musi spełniać zasadę: $P_{tc} \geq P_w = k \cdot F_{s\ max}$

$F_{s\ max}$ obliczam z charakterystyki siłowej i wynosi ona:

$F_{s\ max} \cong 1120$ N

dla k=1,5 potrzebna siła ciągnąca wynosi 1680 N

Z katalogu firmy FESTO wybieram standardowy siłownik o średnicy tłoka 63mm i skoku 10mm

Podana przez producenta siła ciągnąca wynosi 1750 N.

Oznaczenie siłownika to ADVC-63-10-A-P.