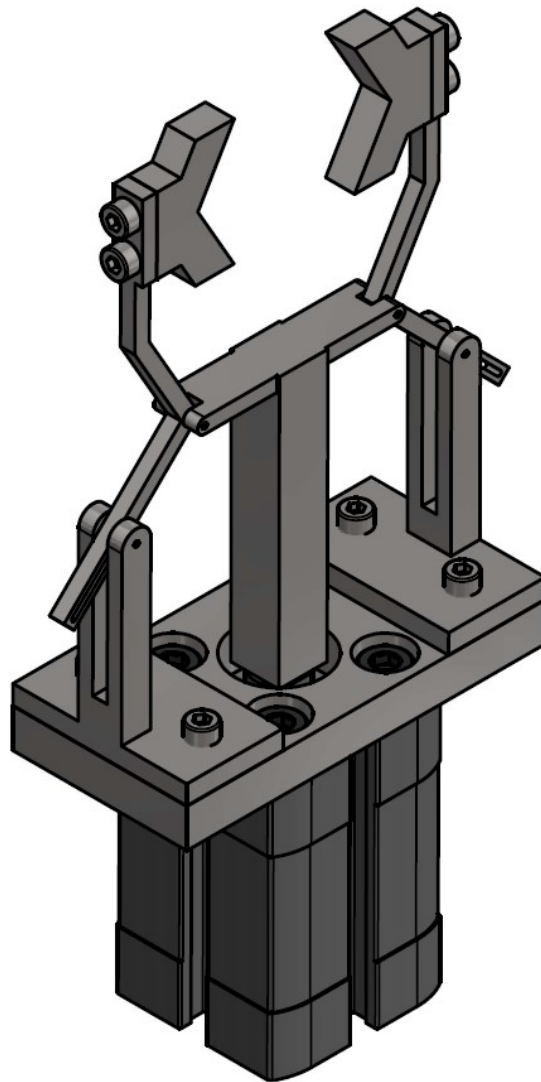


# PROJEKT CHWYTAKA TYPU P-(O-P-Op)



**Wojciech Dziuba**

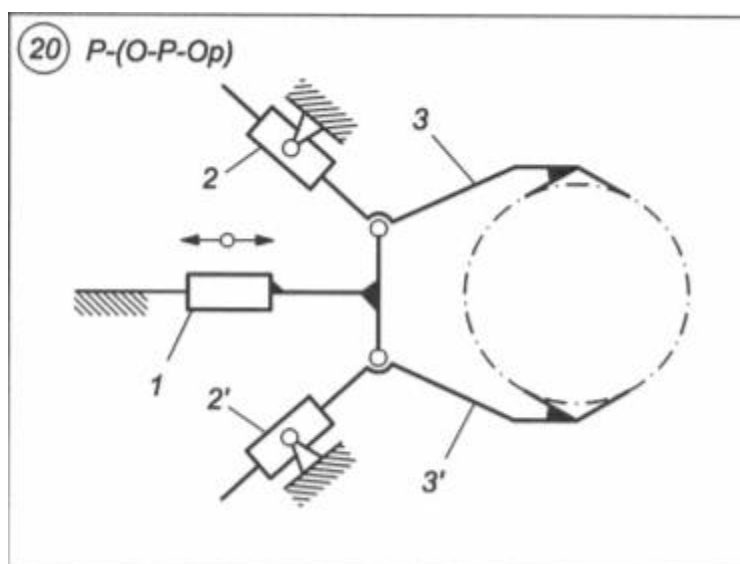
Automatyka i Robotyka

WEAiIB

## Zadanie projektowe

Zaprojektować chwytak do manipulatora przemysłowego według zadanego schematu kinematycznego spełniający następujące wymagania:

- w procesie transportu urządzenie chwytające ma za zadanie pobrać (uchwycić) obiekt w położeniu początkowym, trzymać go w trakcie trwania czynności transportowych i uwolnić go w miejscu docelowym
- obiektem transportu są wałki oraz tuleje ze stali o średnicy  $d = 34mm$  i długości  $l = 100mm$
- manipulator zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu nominalnym  $p_n = 0,6 \text{ MPa}$ .
- wałki transportowane są wyłącznie w pozycji pionowej



**Rys. 1.** Schemat kinematyczny chwytaka

## 1. Obliczenie ruchliwości chwytaka

Ruchliwość mechanizmu chwytaka obliczono korzystając z poniższego wzoru

$$w = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (1)$$

Gdzie:

- |                      |   |
|----------------------|---|
| <b>w</b>             | – ruchliwość chwytaka   |
| <b>n</b>             | – liczba członów ruchomych  |
| <b>p<sub>5</sub></b> | – liczba par kinematycznych klasy piątej obrotowych i postępowych |
| <b>p<sub>4</sub></b> | – liczba par klasy czwartej                                       |

Dla chwytaka P-(O-P-Op):

$$n = 5$$

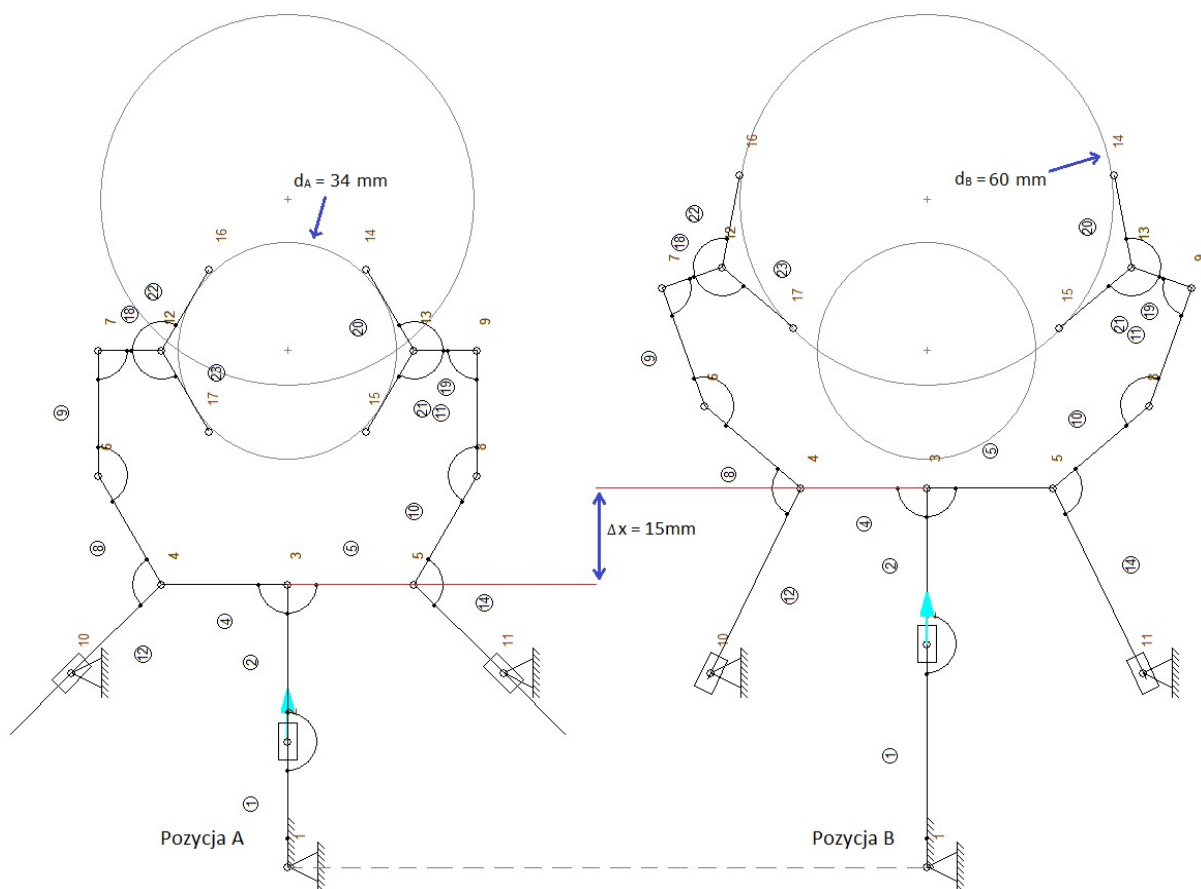
$$p_5 = 7 (1,0) (2,0) (2',0) (2,3) (2',3') (3,1) (3',1)$$

$$p_4 = 0$$

$$w = 3 * 5 - 2 * 7 - 0 = 1$$

Ruchliwość mechanizmu chwytaka  $w = 1$ , w związku z czym do napędzania chwytaka wykorzystano pojedynczy siłownik pneumatyczny o ruchu liniowym.

## 2. Analiza zadania projektowego



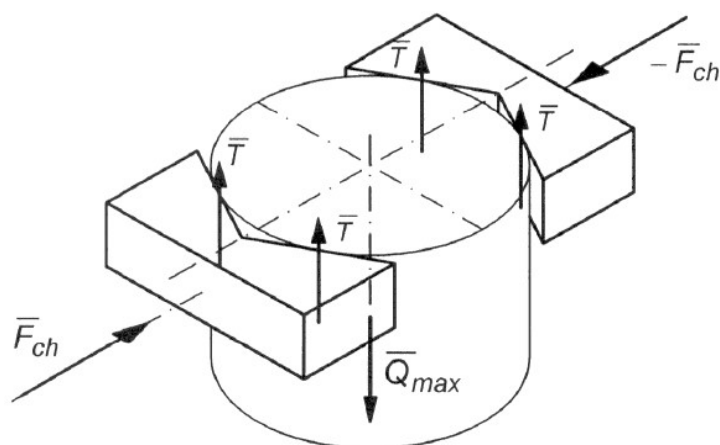
**Rys. 2.** Schemat kinematyczny chwytaka w założonych położeniach krańcowych wykonany w programie SAM 7.0 przy skoku członu napędzającego  $\Delta x = 15\text{mm}$

Pozycja A – rozwarcie minimalne szczęk  $d_A = 34\text{mm}$

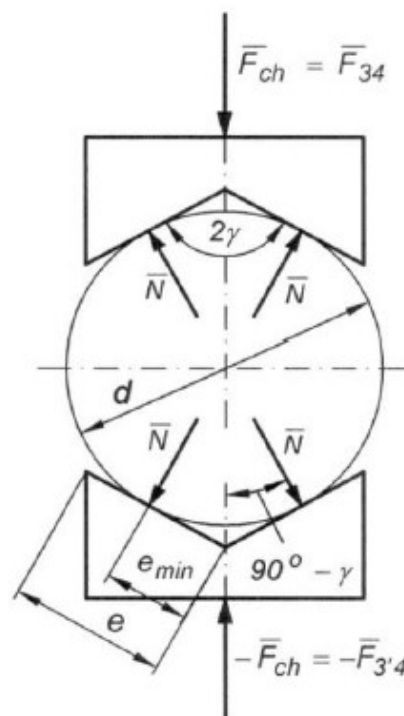
Pozycja B – rozwarcie maksymalne szczęk  $d_B = 60\text{mm}$

### 3. Wyznaczenie koniecznej siły chwytu $F_{ch}$

Transportowany obiekt powinien być chwytyany w pozycji którą pokazano na **Rys. 3.** oraz **Rys. 4.**



**Rys. 3.** Rozkład sił tarcia podczas chwytania obiektu



**Rys. 4.** Rozkład sił normalnych podczas chwytania obiektu

Maksymalny ciężar transportowanego obiektu  $Q_{max}$  wyznaczono ze wzoru **(2)** rozpatrując sytuację w pozycji A **Rys. 2.**

$$Q_{max} = \frac{\pi d_{max}^2}{4} l_{max} \cdot \rho \quad [N] \quad (2)$$

Gdzie:

- $d_{max}$  - maksymalna średnica przenoszonego obiektu
- $l_{max}$  - maksymalna długość przenoszonego obiektu
- $\rho$  - ciężar właściwy transportowanego obiektu

Zatem:

Dla pozycji A

$$Q_{Amax} = \frac{\pi \cdot 0,034^2}{4} \cdot 0,1 \cdot 78,5 \cdot 10^3 \cong 7,20 \quad [N]$$

Następnie konieczną siłę chwytu szczęk chwytaka wyznaczono za pomocą przekształconego wzoru **(3)** w następujący sposób

$$F_{ch} = 2N \cos(90^\circ - \gamma) = 2N \sin(\gamma) \quad (3)$$

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

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

Aby transportowany element został uchwycony prawidłowo musi być spełniony warunek:

$$4T = \frac{2\mu F_{ch}}{\sin(\gamma)} \geq Q \cdot n \quad \text{stąd} \quad F_{ch} \geq \frac{Qn \sin \gamma}{2\mu}$$

Gdzie:

- N** - siła normalna
- 2γ** - kąt rozwarcia szczęk chwytaka
- μ** - współczynnik tarcia pomiędzy stalowymi szczękami chwytaka, a stalowym obiektem
- n** - Współczynnik przeciążenia chwytaka (przyjęty za równy 2)

Dla pozycji A z **Rys. 2.** wymagana siła chwytu  $F_{ch}$  wynosi:

$$F_{A ch} \geq \frac{7,2 \cdot 2 \cdot \sin(60^\circ)}{2 \cdot 0,15} \cong 42 \text{ [N]}$$

Minimalne wymiary szczęki chwytaka obliczono na podstawie poniższych wzorów, kształtu ramion chwytaka (Rys. 4.) oraz kształtu transportowanego obiektu:

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

stąd

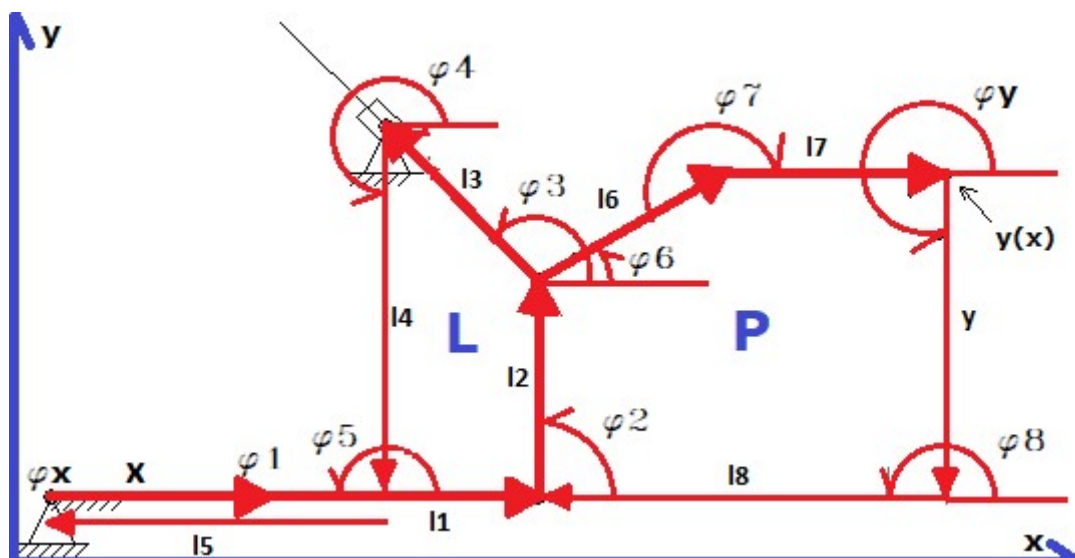
$$e > e_{min} = \frac{d}{2 \operatorname{tg} \gamma}$$

Zatem dla przenoszenia wałków o średnicy  $d = 34 \text{ mm}$ :

$$e_{min} = \frac{34}{2 \cdot \operatorname{tg}(60^\circ)} \cong 11 \text{ mm}$$

Dla dalszych obliczeń przyjęto zatem **e = 15 mm**.

## 4. Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka



**Rys. 5.** Model chwytaka do wyznaczania charakterystyki przemieszczenia przy wykorzystaniu metody zamkniętego wieloboku.

Wielkości stałe:

<b>l1</b>	<b>= 25mm</b>
<b>l2</b>	<b>= 20mm</b>
<b>l4</b>	<b>= 34mm</b>
<b>l5</b>	<b>= 31mm</b>
<b>l6</b>	<b>= 20mm</b>
<b>l7</b>	<b>= 20mm</b>

<b>phi x</b>	<b>= 0°</b>
<b>phi y</b>	<b>= 270°</b>
<b>phi 1</b>	<b>= 0°</b>
<b>phi 2</b>	<b>= 90°</b>
<b>phi 4</b>	<b>= 270°</b>
<b>phi 5</b>	<b>= 180°</b>
<b>phi 8</b>	<b>= 180°</b>

Pozostałe wielkości:

$$\phi 6 = \phi 3 - 105$$

$$\phi 7 = \phi 3 - 135$$

Są one zależne od wartości x. Delta x wynosi  $\Delta x = 15\text{mm}$ , a długość x zmienia się od 20mm do 35mm.

### 4.1 Wielobok L

Korzystając z metody analitycznej suma wszystkich wektorów wieloboku wektorowego L musi być równa 0.

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

Następnie wykonano rzut na **OY** oraz **OX**.

$$\begin{cases} x \cos(\phi x) + l1 \cos(\phi 1) + l2 \cos(\phi 2) + l3 \cos(\phi 3) + l4 \cos(\phi 4) + l5 \cos(\phi 5) = 0 \\ x \sin(\phi x) + l1 \sin(\phi 1) + l2 \sin(\phi 2) + l3 \sin(\phi 3) + l4 \sin(\phi 4) + l5 \sin(\phi 5) = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x + l1 + l3\cos(\varphi3) - l5 = 0 \\ l2 + l3\sin(\varphi3) - l4 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} l3\cos(\varphi3) = l5 - x - l1 \\ l3\sin(\varphi3) = l4 - l2 \end{cases}$$

Zatem:

$$\frac{l3\sin(\varphi3)}{l3\cos(\varphi3)} = \operatorname{tg}(\varphi3) = \frac{l4 - l2}{l5 - x - l1} \quad \varphi3 = \arctg\left(\frac{l4 - l2}{l5 - x - l1}\right) + 180^\circ$$

$$\begin{cases} [l3\cos(\varphi3)]^2 = [l5 - x - l1]^2 \\ [l3\sin(\varphi3)]^2 = [l4 - l2]^2 \end{cases} \quad l3^2(\cos(\varphi3)^2 + \sin(\varphi3)^2) = [l5 - x - l1]^2 + [l4 - l2]^2$$

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

## 4.2 Wielobok P

Równanie dla wieloboku **P**:

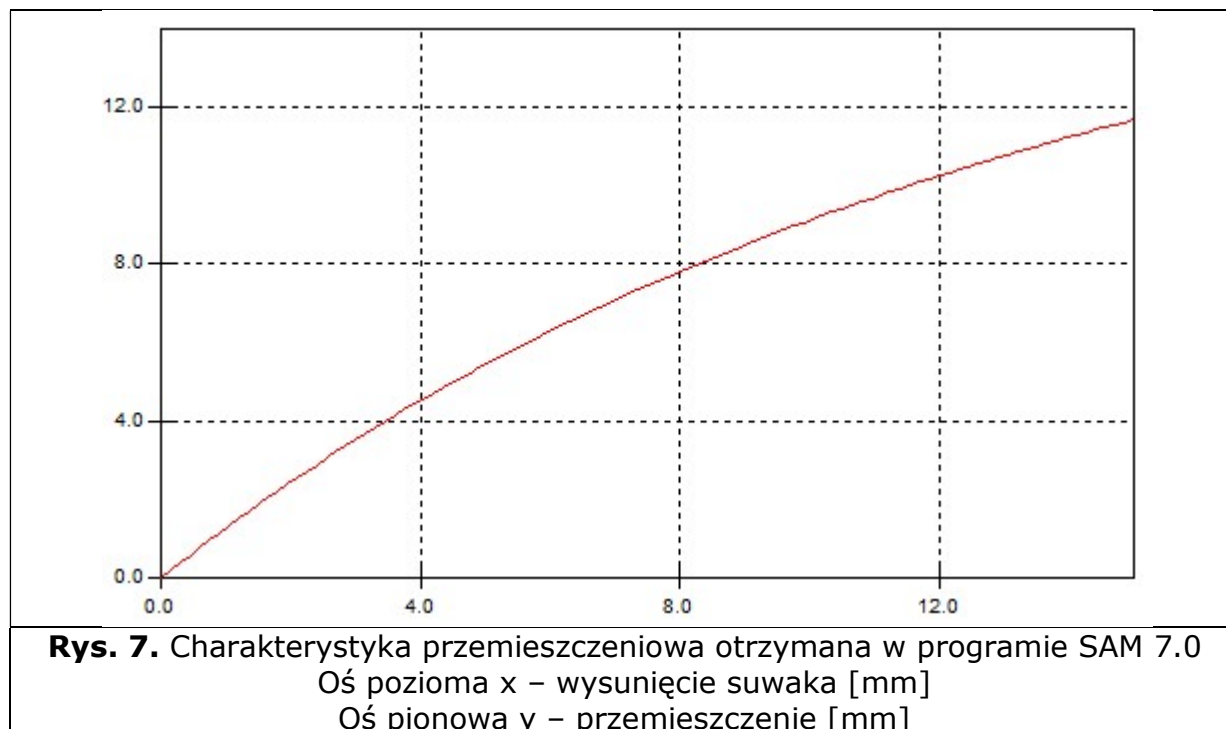
$$\vec{y} + \vec{l2} + \vec{l6} + \vec{l7} + \vec{l8} = 0$$

$$y\sin(\varphi y) + l2\sin(\varphi2) + l6\sin(\varphi6) + l7\sin(\varphi7) + l8\sin(\varphi8) = 0$$

$$y = l2 + l6\sin(\varphi3 - 105^\circ) + l7\sin(\varphi3 - 135^\circ)$$



**Rys. 6.** Charakterystyka przemieszczeniowa otrzymana w programie Excel 2007



Otrzymane charakterystyki są bardzo zbliżone i różnice pomiędzy kolejnymi wartościami znajdują się na drugim miejscu po przecinku

	Wysunięcie suwaka [mm]	Przemieszczenie [mm]
<b>Początkowe</b>	0	0
<b>Końcowe</b>	15	11,744

## 5. Charakterystyka prędkościowa chwytaka

Charakterystykę prędkościową chwytaka wyznaczono różniczkując charakterystykę przesunięciową po x

$$\frac{dy}{dx} = \frac{d}{dx} (l2 + l6 \sin(\varphi3 - 105^\circ) + l7 \sin(\varphi3 - 135^\circ))$$

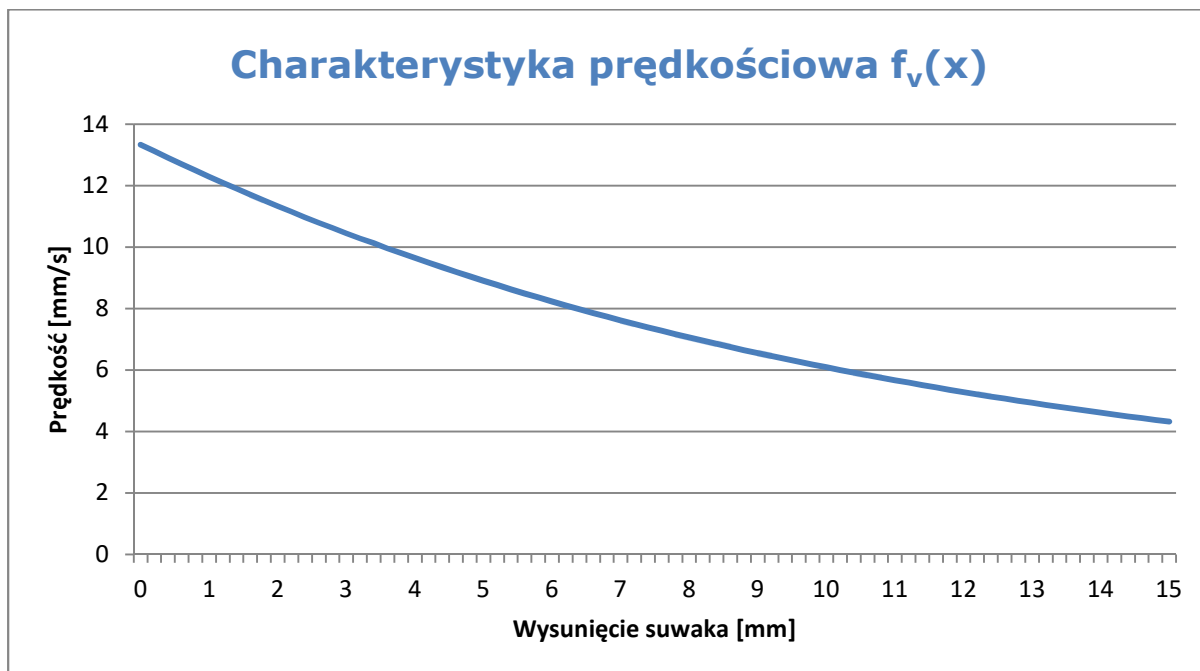
$$\frac{dy}{dx} = l2 \frac{d\varphi3}{dx} + l6 \sin(\varphi3 - 105^\circ) \frac{d\varphi3}{dx} + l7 \sin(\varphi3 - 135^\circ) \frac{d\varphi3}{dx}$$

$$\frac{dy}{dx} = l6 \cdot \sin(\varphi3 - 105^\circ) \frac{d\varphi3}{dx} + l7 \cdot \sin(\varphi3 - 135^\circ) \frac{d\varphi3}{dx}$$

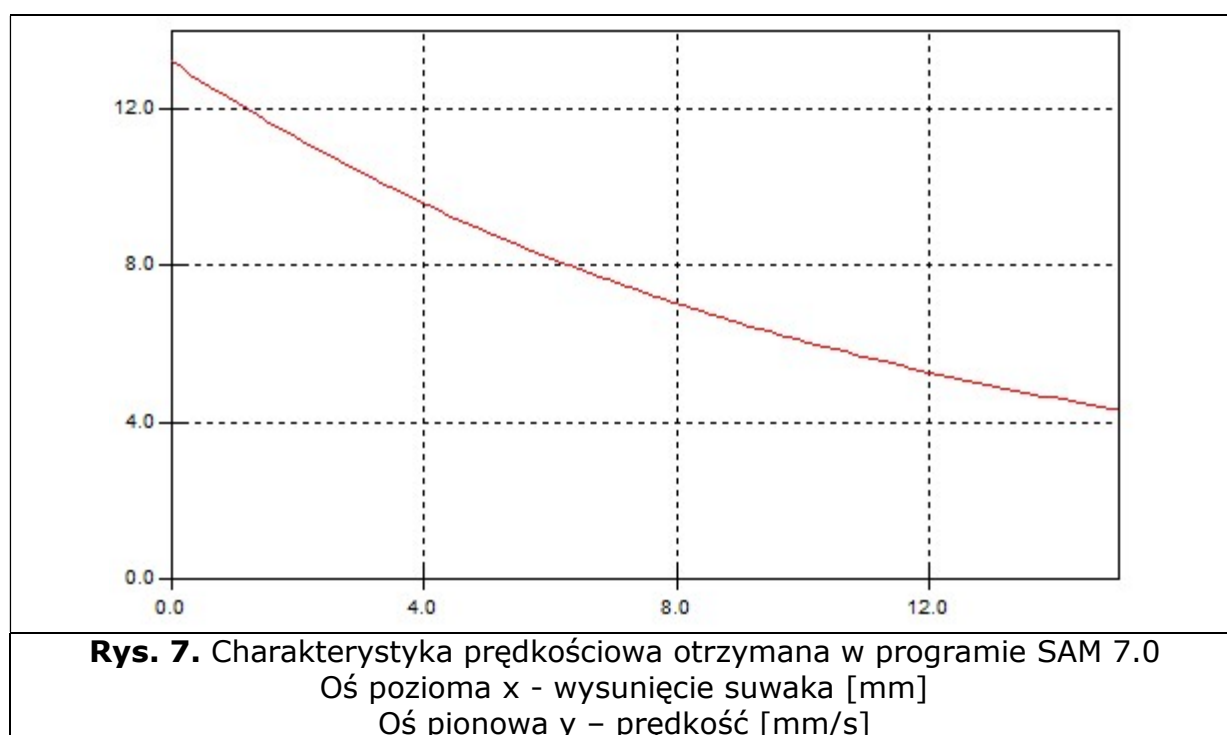
$$\frac{d\varphi3}{dx} = \frac{l4 - l2}{(l5 - x - l1)^2 + (l4 - l2)^2}$$

$$f_v(x) = \frac{dy}{dx} = \frac{(l4 - l2) \cdot ((l6 \cdot \cos(\varphi3 - 105^\circ) + l7 \cdot \cos(\varphi3 - 135^\circ))}{(l5 - x - l1)^2 + (l4 - l2)^2}$$





**Rys. 6.** Charakterystyka prędkościowa otrzymana w programie Excel 2007



	Wysunięcie suwaka [mm]	Prędkość [mm/s]
Początkowe/a	0	13,34
Końcowe/a	15	4,32

## 6. Charakterystyka siłowa chwytaka

Charakterystyka siłowa określona jest poniższym wzorem

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

Gdzie:

**$\mathbf{f}_F(\mathbf{x})$**  - Przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka

**F<sub>ch</sub>** - Siła chwytu

**F<sub>s</sub>** - Siła na wyjściu zespołu napędowego (siłownika) chwytaka

Można ją jednak wyznaczyć stosując metodę mocy chwilowych, w której można wykorzystać wzór  $\mathbf{f}_v(\mathbf{x})$  wcześniej policzonej charakterystyki prędkościowej chwytaka

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

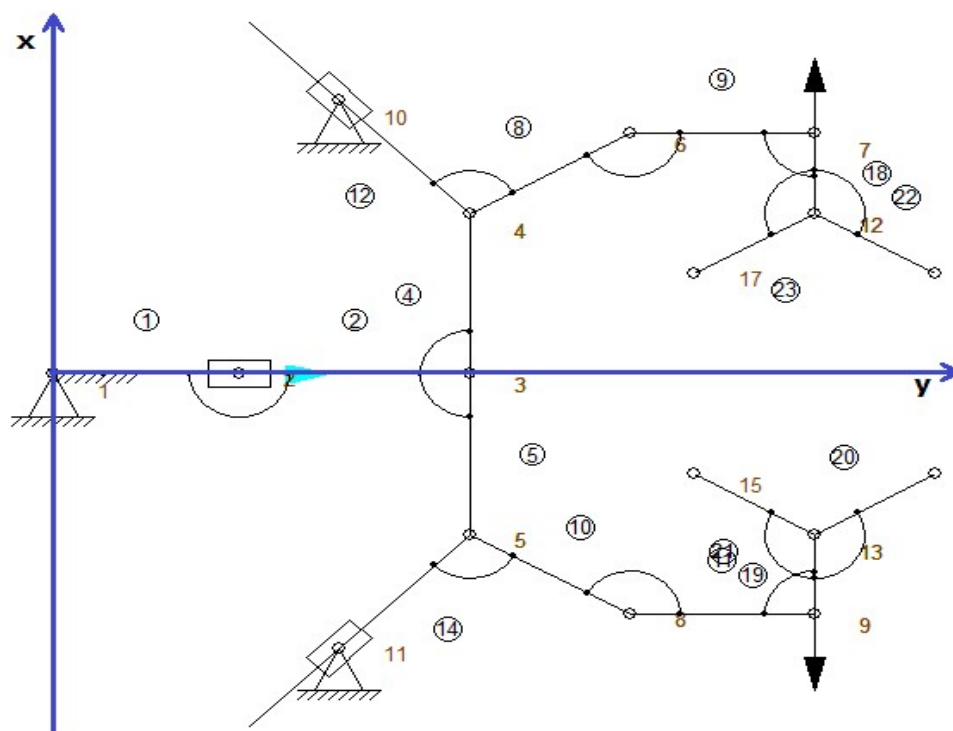
Gdzie:

**$\mathbf{f}_F(\mathbf{x})$**  - Przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka

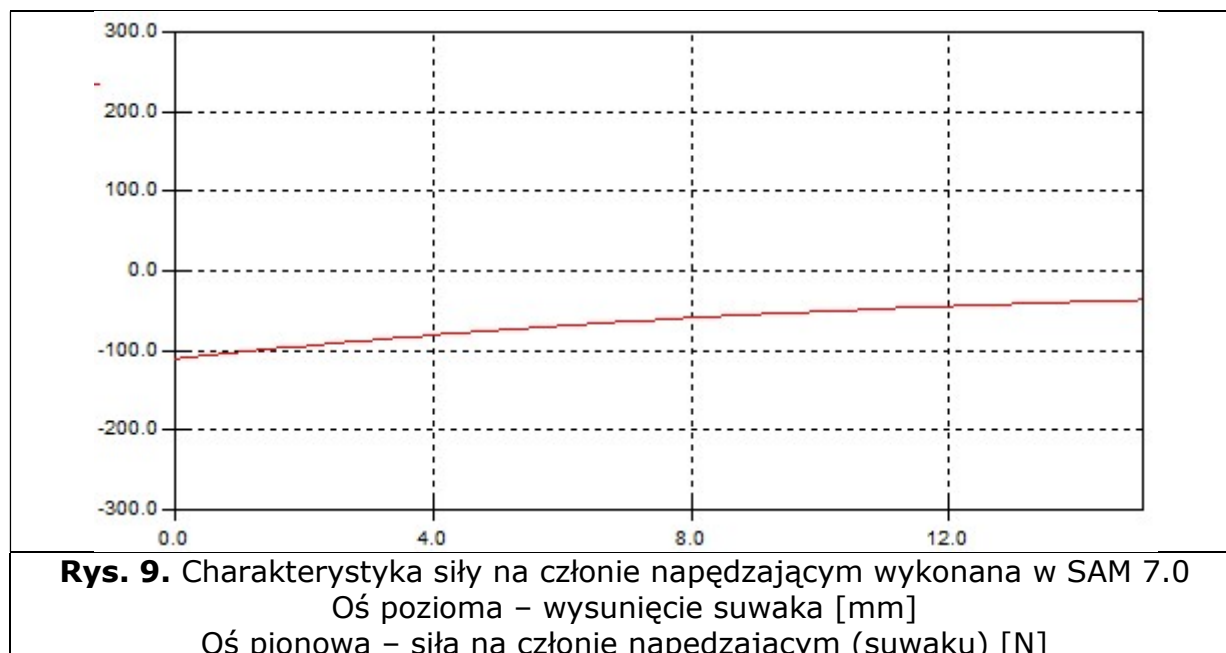
**$\mathbf{f}_v(\mathbf{x})$**  - Charakterystyka prędkościowa

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

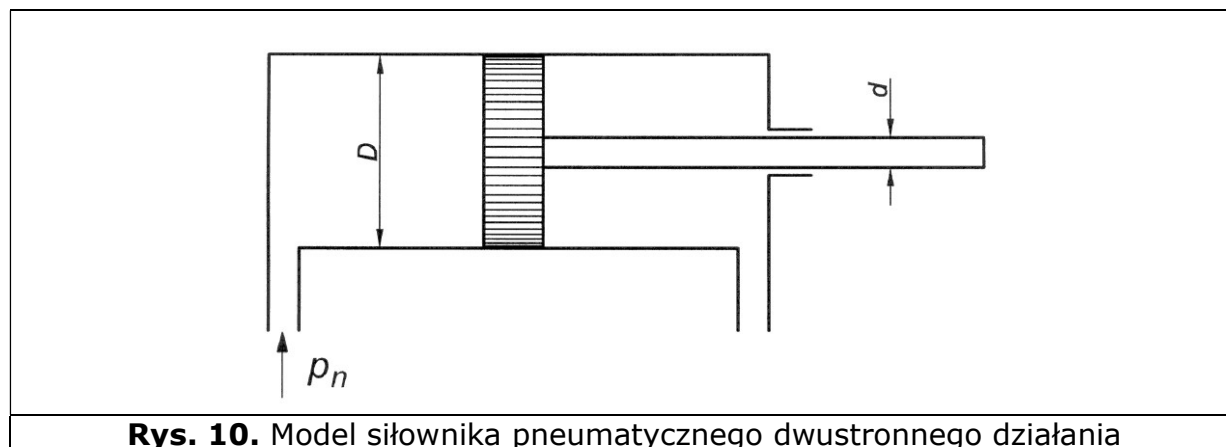
Zamiast charakterystyki siłowej wyrażonej powyższym wzorem wykonano charakterystykę siły na członie napędzającym w programie SAM 7.0 przy założeniu, obciążenia ramion chwytaka symetrycznym układem sił  $\mathbf{F}_{ch} = 42\mathbf{N}$ . Maksymalna siła na członie napędzającym wyniosła  $F_{Smax} = 111\mathbf{N}$ .



**Rys. 8.** Model do wykonania charakterystyki siłowej w programie SAM 7.0



## 7. Obliczenie wymaganych parametrów napędu pneumatycznego chwytaka



Przy założeniu ciśnienia zasilania pneumatycznego  $p_n = 0,6 \text{ MPa}$  i sile na członie napędzającym  $F_s = 111 \text{ N}$  wymaganą minimalną średnicę tłoka  $D_{\min}$  obliczono za pomocą poniższego wzoru

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{s\max}}{\pi \cdot p_n}} \cong 0,016 \text{ m}$$

Następnie na podstawie wyznaczonej minimalnej średnicy tłoka dobrano odpowiedni siłownik stosując zasadę

$$P_t \geq P_w = k \cdot F_{Smax}$$

Gdzie:

- $P_t$**  - teoretyczna siła pchająca lub ciągnąca siłownik  
 **$P_w$**  - obliczona wymagana siła na tłoczysku  
 **$k = 1,2$**  - współczynnik przeciążenia  
 **$F_{Smax}$**  - Siła na wyjściu siłownika chwytaka

Zatem:

$$P_t \geq P_w = 1,2 \cdot 111 \cong 134N$$

Oznacza to że interesuje nas siłownik o parametrach

$$P_t \geq 134N$$

$$D \geq 16mm$$


$$\Delta x = 15mm$$

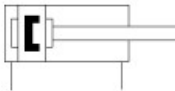
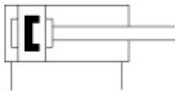
## 8. Dobór siłownika na podstawie wymaganych parametrów

Biorąc pod uwagę wymagania wyznaczone w punkcie **7**, dobrano odpowiedni siłownik z oferty firmy Festo<sup>[1]</sup>.

**Siłownik kompaktowy  
ADN-20-15-A-P-A**

Numer części: 536236  
 ★ Podstawowy program produkcyjny  
 wg ISO 21287, z sygnalizacją położenia, z gwintem zewnętrznym na tłoczysku.



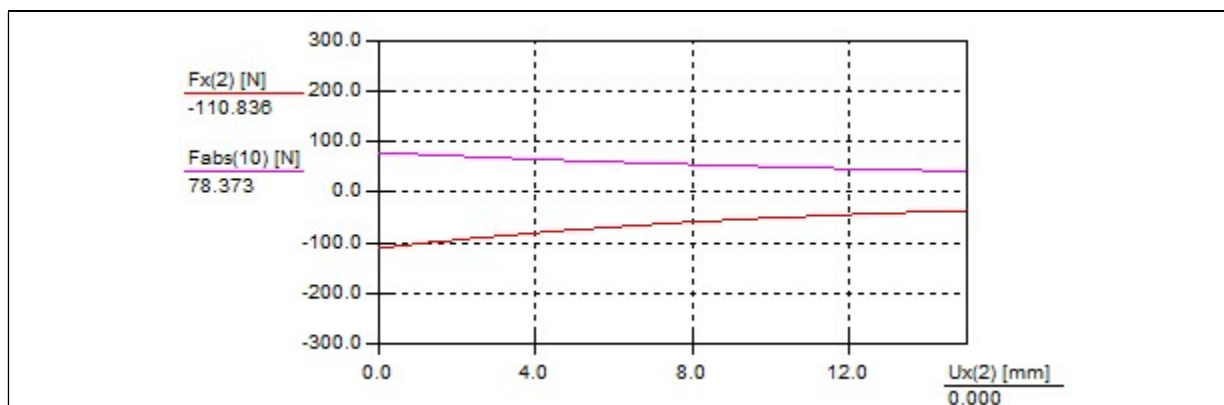
**Karta danych**

Cecha	Wartość
Skok	15 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	0.6 ... 10 bar
Tryb pracy	Dwustronnego działania
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
Temperatura otoczenia	-20 ... 80 °C
Maks. energia uderzenia w położeniach końcowych	0.2 J
Siła teoretyczna przy 6 bar, skok powrotny	141 N
Siła teoretyczna przy 6 bar, wysuw	188 N

**Rys. 11.** Karta danych siłownika

## 9. Obliczenia wytrzymałości chwytaka

### 9.1 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie dla najbardziej obciążonego sworznia



**Rys. 13.** Charakterystyka siły  $F_{abs}$  absolutnej działającej w przegubie **10** (**Rys.8.**) zestawiona z charakterystyką siły  $F_x$  na członie napędzającym

Na podstawie **Rys. 13.** oraz **Rys. 8.** można określić że największe obciążenie występuje w sworznii 10 oraz 11 w pozycji chwytu. Siła reakcji na tym przegubie wynosi  $R_s \cong 79N$  i jest jednocześnie maksymalną siłą reakcji ma tym przegubie.

Na materiał do wykonania sworzni oraz konstrukcji chwytaka została wybrana stal 20HG<sup>[2]</sup>, której wytrzymałość na ścinanie wynosi  $k_t = 240 MPa$ , a sworznie w całym mechanizmie mają średnicę  $d = 1mm$ .

Sworznie ścinane są w dwóch płaszczyznach zatem warunek wytrzymałościowy ma postać

$$\tau_{max} = \frac{2 \cdot R_s}{\pi \cdot d^2} \cong 51 MPa < k_t = 240 MPa$$

Wynika z tego że warunek wytrzymałości na ścinanie został spełniony.

Ponieważ obliczenia były wykonywane dla najbardziej obciążonego sworznia można uznać, że pozostałe sworznie również będą odporne na ścinanie

### 9.1 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka

Moment gnący ramię obliczono na podstawie wzoru

$$M_g = r \cdot F_{ch}$$

Gdzie:

- r** - ramię siły
- F** - siła chwytu

Maksymalny moment gnący znajduje się w miejscu w którym ramię przechodzi przez sworzeń przy zamkniętym położeniu szczęk chwytaka. Moment siły w tamtym miejscu to:

$$F_{ch} \cdot (l_6 \cos(30^\circ) + l_7) \cong 1,6 \text{ Nm}$$

Co pokrywa się z wartością wyliczoną przez SAM 7.0, który podaje  $M_g \cong 1,6 \text{ Nm}$ .

Ramię chwytaka ma przekrój kwadratu o boku  $a = 3\text{mm}$ . Sworzeń przechodzący przez ramię w miejscu przegubu osłabia konstrukcję, więc wzór na wskaźnik wytrzymałości przyjmuje postać

$$W_g = \frac{a(a^3 - d^3)}{6a} \cong 4,3 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

Na podstawie wyżej wyznaczonych wartości wyznaczono warunek wytrzymałościowy wyrażony poniższym wzorem

$$\sigma_{gmax} = \frac{M_g}{W_g} \cong 370 \text{ MPa} < k_g = 450 \text{ MPa}$$

Stal 20HG<sup>[2]</sup>, którą wybrano na wykonanie ramion chwytaka posiada wytrzymałość na zginanie  **$k_g = 450 \text{ MPa}$** , co oznacza że warunek wytrzymałości na zginanie został spełniony.

## **Bibliografia**

[1] [https://www.festo.com/cat/pl\\_pl/products](https://www.festo.com/cat/pl_pl/products) 25.05.2018

[2] <http://gemini.net.pl/~marshall/pkm/tablice/tab01.htm> 26.05.2018