

AKADEMIA GÓRNICZO HUTNICZA IM. STANISŁAWA STASZICA W KRAKOWIE  
WYDZIAŁ ELEKTROTECHNIKI, AUTOMATYKI, INFORMATYKI I INŻYNIERII BIOMEDYCZNEJ

# Projekt chwytaka

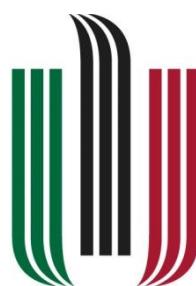
## Zapis i Podstawy Konstrukcji

Prowadzący  
dr inż. Józef Felis

**Maciej Aleksandrowicz**  
Automatyka i Robotyka, I rok, gr. 1

Rok akademicki 2016/2017

Kraków  
Czerwiec 2017



**AGH**

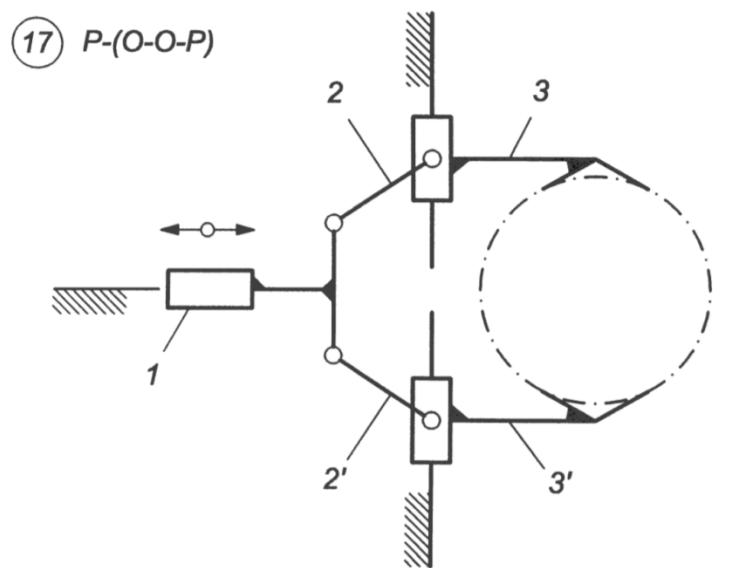
## Spis treści

<b>Zadanie projektowe.....</b>	3
<b>1. Obliczenie ruchliwości chwytaka .....</b>	3
<b>2. Analiza zadania projektowego .....</b>	4
2.1 Przyjęcie podstawowych wymiarów elementów chwytaka na podstawie rysunku .....	4
2.2 Obliczenie ciężaru obiektu manipulacji.....	5
2.3 Wyznaczenie maksymalnej koniecznej siły chwytu.....	5
2.4 Wyznaczenie minimalnych wymiarów szczęk chwytaka.....	6
<b>3. Charakterystyki .....</b>	7
3.1 Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka .....	7
3.2 Charakterystyka prędkościowa chwytaka .....	9
3.3 Charakterystyka siłowa i charakterystyka siły chwytaka.....	11
<b>4. Napęd chwytaka .....</b>	14
4.1 Określenie maksymalnej wymaganej siły do napędu chwytaka .....	14
4.2 Obliczenie średnicy tłoka silownika napędowego.....	14
4.3 Dobór silownika na podstawie wymaganych parametrów .....	15
4.4 Symulacja układu pneumatycznego .....	16
<b>5. Konstruowanie elementów chwytaka .....</b>	19
5.1 Import gotowych elementów.....	19
5.2 Obliczenia sił przyłożonych do elementów konstrukcyjnych chwytaka.....	20
5.3 Obliczenia wytrzymałościowe chwytaka .....	21
5.3.1 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie .....	21
5.3.2 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie .....	22
5.3.3 Obliczenia maksymalnej możliwej siły chwytu i maksymalnego ciężaru transportowanych wałów .....	24
5.4 Adnotacja procesu konstrukcyjnego .....	25
5.5 Projekt konstrukcyjny chwytaka.....	26
5.6 Symulacja wytrzymałościowa.....	37
<b>6. Bibliografia .....</b>	38

## 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 u wolnić go w miejscu docelowym,
- obiektem transportu są wałki ze stali o zakresie:  
średnic:  $d = 62 \div 116 \text{ mm}$ ,  
długości:  $l = 20 \div 435 \text{ mm}$ ,
- siłownik chwytaka zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu nominalnym  $p_n = 0,6 \text{ MPa}$ ,
- wałki transportowane są w pozycji pionowej .



### 1. Obliczenie ruchliwości chwytaka

Ruchliwość mechanizmu opisanego na płaszczyźnie można obliczyć następującym wzorem:

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

Gdzie:

- $w$  - Ruchliwość chwytaka,
- $n$  - Liczba członów ruchomych,
- $p_5$  - Liczba par kinematycznych klasy piątej postępowych i obrotowych,
- $p_4$  - Liczba par kinematycznych klasy czwartej.

Ze schematu kinematycznego chwytaka można odczytać następujące wartości:

<b>Wielkość</b>	<b>Wartość</b>	<b>Uzasadnienie</b>
<b><math>n</math></b>	5	Człony 1, 2, 2', 3', 3'
<b><math>p_5</math></b>	7	Pary kinematyczne (0,1), (1,2), (1,2'), (2,3), (2',3'), (3,0), (3',0)
<b><math>p_4</math></b>	0	Brak par kinematycznych klasy czwartej

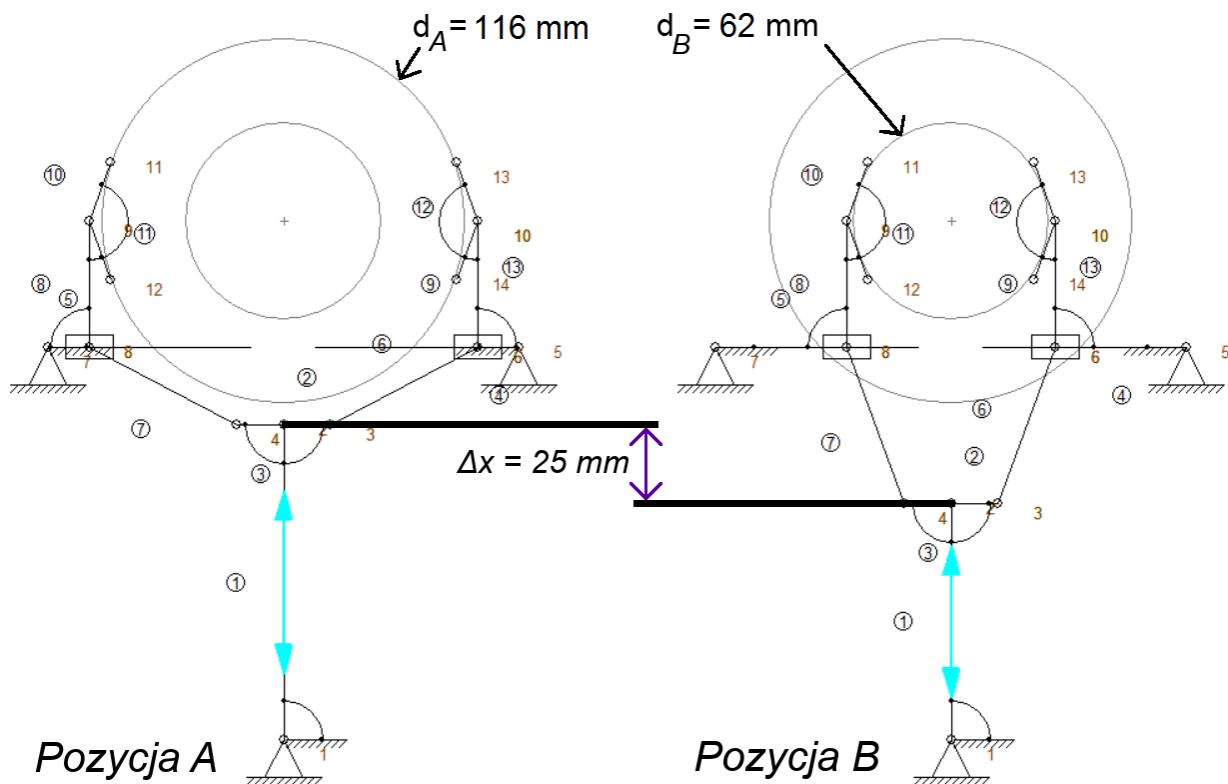
Podstawiając dane do wzoru, otrzymujemy ruchliwość mechanizmu:

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

Ruchliwość  $w = 1$  oznacza, że do napędu chwytaka trzeba zastosować jeden napęd – silownik pneumatyczny o ruchu liniowym.

## 2. Analiza zadania projektowego

### 2.1 Przyjęcie podstawowych wymiarów elementów chwytaka na podstawie rysunku



**Rys. 1** Model chwytaka wygenerowany programie SAM,  
dwa skrajne położenia przy skoku członu napędzającego  $\Delta x = 25 \text{ mm}$  :  
 a) rozwarcie maksymalne szczęk       $d_{max} = d_A = 116 \text{ mm}$   
 b) rozwarcie minimalne szczęk       $d_{min} = d_B = 62 \text{ mm}$

## 2.2 Obliczenie ciężaru obiektu manipulacji

Maksymalny ciężar obiektu transportu można wyznaczyć z następującego wzoru:

$$Q_{max} = \frac{\pi d_{max}^2}{4} l_{max} \varrho [N]$$

Gdzie:

- $Q_{max}$  - Maksymalny ciężar przenoszonego obiektu,
- $d_{max}$  - Maksymalny wymiar średnicy przenoszonego obiektu (wałka),
- $l_{max}$  - Maksymalny wymiar długości przenoszonego obiektu (wałka),
- $\varrho$  - Ciężar właściwy materiału transportowanego (stali).

Dla pozycji A chwytaka (rys.1) przyjęto poniższe wartości:

Zmienna	Wartość
$d_{max}$	0,116 m
$l_{max}$	0,02 m
$\varrho$	$78,5 \cdot 10^3 N/m^3$

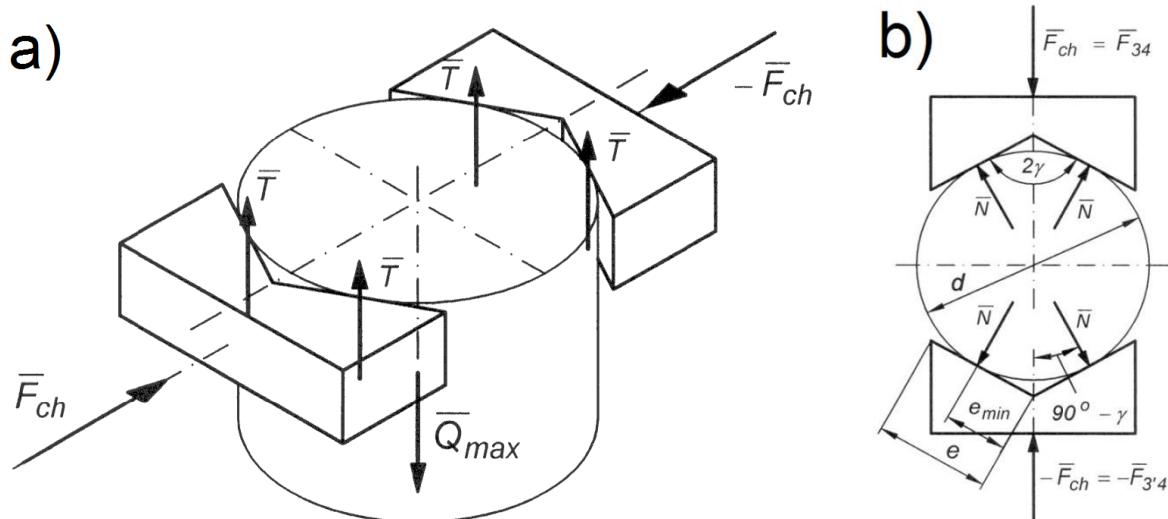
Po wstawieniu danych do wzoru otrzymano wartość maksymalnego ciężaru transportowanego obiektu:

$$Q_{max} = \frac{\pi \cdot (0,116)^2}{4} 0,02 \cdot 78,5 \cdot 10^3$$

$$Q_{max} \approx 17 N$$

## 2.3 Wyznaczenie maksymalnej koniecznej siły chwytu

Transportowany obiekt ma być chwytyany w następujący sposób:



Rys. 2 Układ sił działających na chwytak:

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

Dane do dalszych obliczeń:

Zmienna	Wartość
$Q_{max}$	17 N
$\mu$	0,15
$2\gamma$	140 °

- $Q_{max}$  - Maksymalny ciężar przenoszonego obiektu (*punkt 2.2*),
- $\mu$  - Współczynnik tarcia między szczękami chwytaka, a obiektem (przyjęto stal-stal),
- $n$  - Współczynnik przeciążenia chwytaka (uwzględnienie sił bezwładności odziałującej na transportowany obiekt w chwili rozruchu manipulatora, przyjęto że chwytak doznaje przyspieszenia równego g),
- $2\gamma$  - Kąt nachylenia szczek chwytaka (odczytano z modelu SAM).

Zależności pomiędzy siłami, wynikające z geometrii mechaniki:

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

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

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

W celu uchwycenia transportowanego elementu w sposób prawidłowy, musi zostać spełniony warunek:

$$4T \geq nQ_{max}$$

Z powyższej zależności wynika siła chwytu  $F_{ch}$ :

$$4T = \frac{2\mu F_{ch}}{\sin(\gamma)} \quad \frac{2\mu F_{ch}}{\sin(\gamma)} \geq nQ_{max} \quad F_{ch} \geq \frac{nQ_{max} \sin(\gamma)}{2\mu}$$

Otrzymana zależność siły pozwala obliczyć konieczną siłę chwytu dla pozycji A chwytaka (rys. 1):

$$F_{Ach} \geq \frac{2 \cdot 17 \cdot \sin(70^\circ)}{2 \cdot 0,15}$$

$$F_{Ach} \approx 107 N$$

## 2.4 Wyznaczenie minimalnych wymiarów szczek chwytaka

Wykorzystując geometrię chwytaka i transportowanego obiektu, wykorzystano poniższy wzór w celu wyznaczenia minimalnej długości szczek chwytaka  $e_{min}$ :

$$e_{min} = \frac{d_{max}}{2 \tan(\gamma)} = \frac{0,116}{2 \tan(70^\circ)} \cong 21,1 mm$$

Na potrzeby konstrukcji przyjęto wymiar  $e = 22 mm$ .

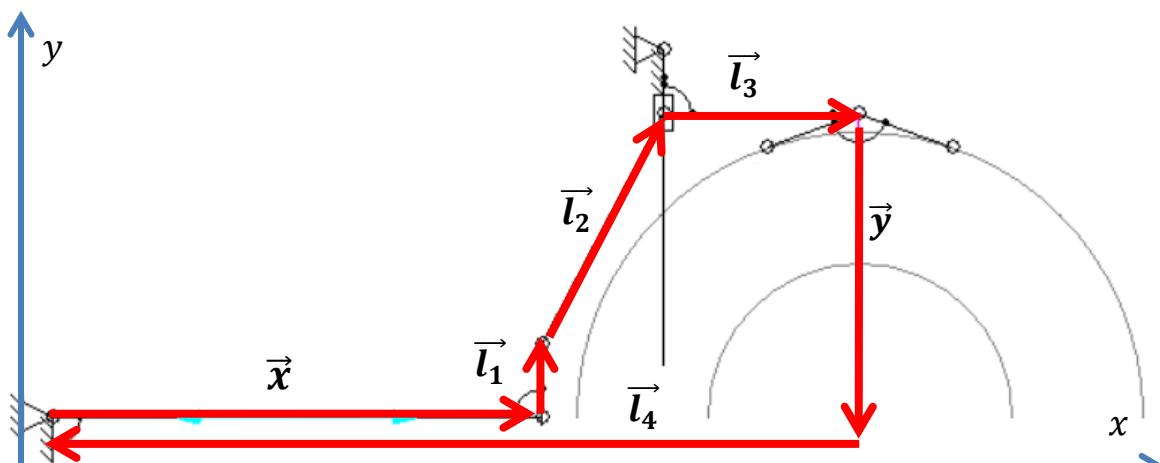
### 3. Charakterystyki

#### 3.1 Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka

Charakterystykę przemieszczeniową można zapisać w postaci :

$$y = f_p(x)$$

Pozycja jednej ze szczęk chwytaka jest zależna od wysunięcia tłocyska siłownika napędzającego chwytak. Uwzględniając fakt, że ruchliwość mechanizmu jest równa jeden, istnieje możliwość analitycznego wyznaczenia równania opisującego położenie szczęk chwytaka. Należy zaznaczyć, że szczęki chwytaka poruszają się tylko w jednej rozpatrywanej osi.



Rys. 3 Analityczne wyznaczenie charakterystyki przemieszczenia metodą wieloboku zamkniętego.

Suma wszystkich wektorów musi być równa zero. Równanie wektorowe można rozpisać ze względu na rzuty wektorów na osie X i Y:

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

$$\begin{cases} x \cos \varphi_x + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + y \cos \varphi_y + l_4 \cos \varphi_4 = 0 \\ x \sin \varphi_x + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + y \sin \varphi_y + l_4 \sin \varphi_4 = 0 \end{cases}$$

Korzystając z danych odczytanych z programu SAM oraz przekształceń powyższego układu równań, otrzymano zależność  $y(x)$ .

Wektor	Długość	Kąt wzgl. osi X
$\vec{x}$	Zmienna wejściowa	$0^\circ$
$\vec{l}_1$	15 mm	$90^\circ$
$\vec{l}_2$	53 mm	Niewiadoma
$\vec{l}_3$	40 mm	$0^\circ$
$\vec{y}$	Niewiadoma	$270^\circ$
$\vec{l}_4$	65 mm	$180^\circ$

$$\begin{cases} x \cos 0^\circ + l_1 \cos 90^\circ + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos 0^\circ + y \cos 270^\circ + l_4 \cos 180^\circ = 0 \\ x \sin 0^\circ + l_1 \sin 90^\circ + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin 0^\circ + y \sin 270^\circ + l_4 \sin 180^\circ = 0 \end{cases}$$

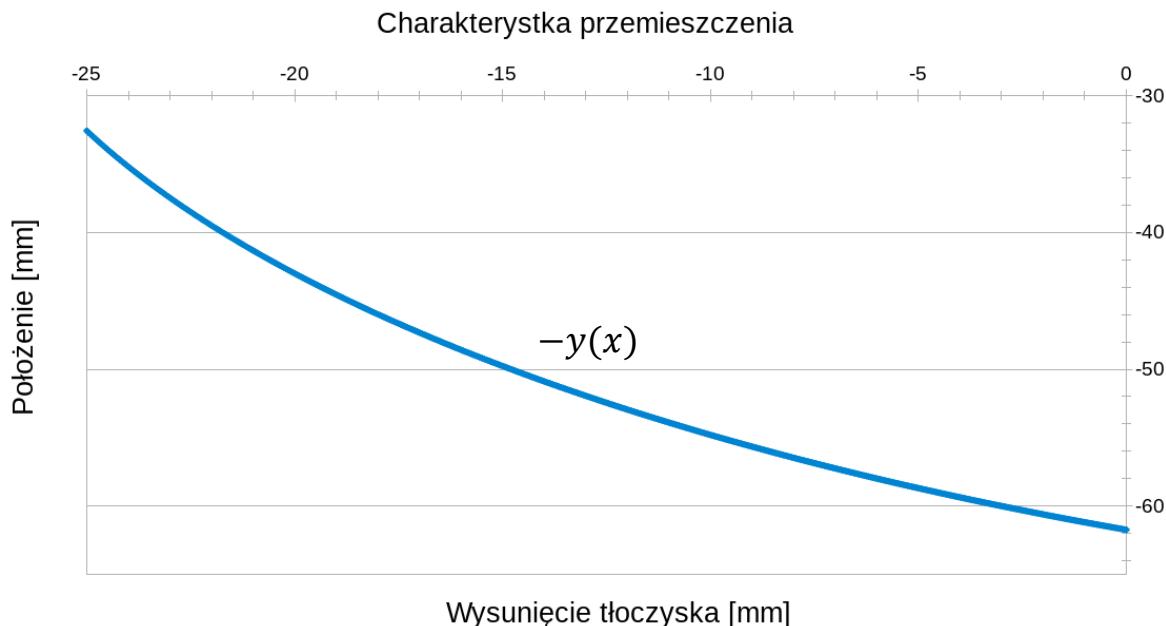
$$\begin{cases} x + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 - l_4 = 0 \\ l_1 + l_2 \sin \varphi_2 - y = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \cos \varphi_2 = \frac{l_4 - l_3 - x}{l_2} \\ y = l_1 + l_2 \sin \varphi_2 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \varphi_2 + 2k\pi = \arccos\left(\frac{l_4 - l_3 - x}{l_2}\right), k \in \mathbb{Z} \\ y = l_1 + l_2 \sin\left(\arccos\left(\frac{l_4 - l_3 - x}{l_2}\right)\right) \end{cases}$$

$$y(x) = 15 + 53 \sin\left(\arccos\left(\frac{25 - x}{53}\right)\right) [mm]$$

Uzgławniając kierunek poruszania się rozpatrywanej szczęki chwytaka, jej charakterystyka przemieszczenia będzie miała znak ujemny:



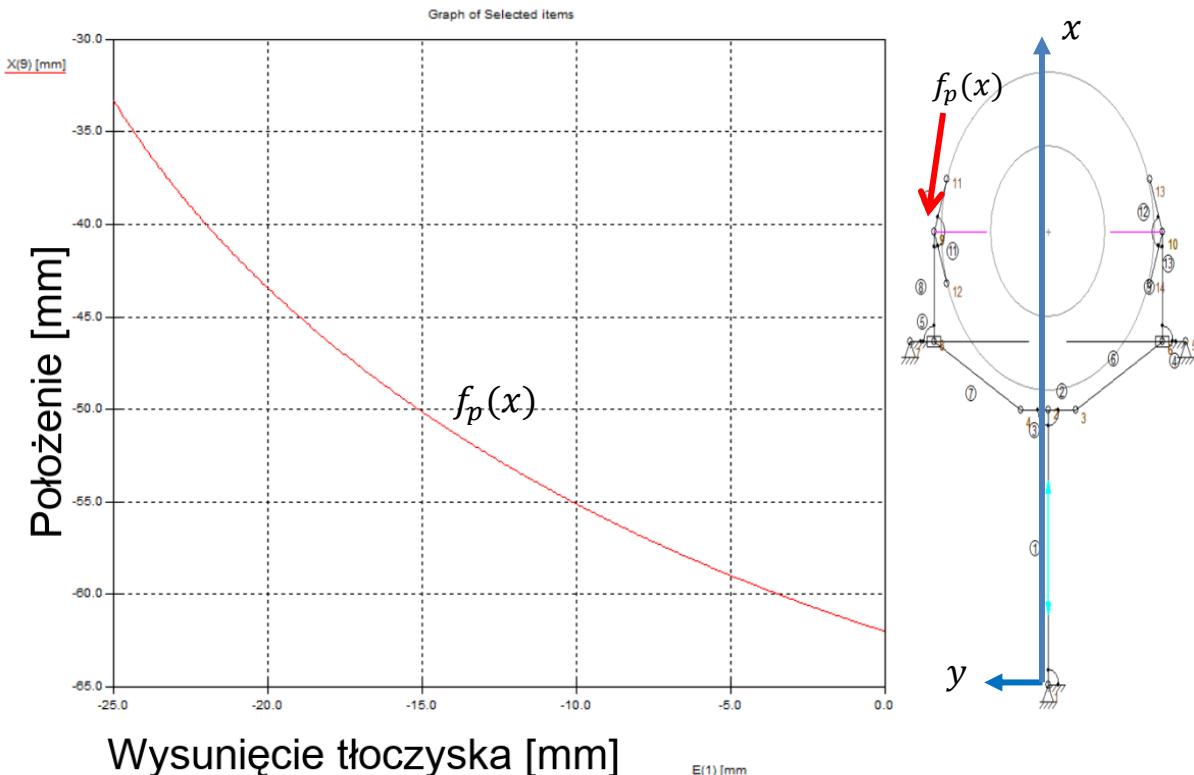
**Rys. 4** Charakterystka przemieszczenia wyznaczona analitycznie.

Wykres wygenerowano w programie LibreOffice Calc.

W celu weryfikacji otrzymanej charakterystyki, badana zależność została również wykreślona w programie SAM. Otrzymane wyniki są do siebie bardzo zbliżone, co pokazuje poniższe zestawienie dla dwóch skrajnych położen tłocyska. Na tej podstawie uznano, że wyznaczona charakterystyka jest prawidłowa.

<b>X [mm]</b>	<b>Metoda analityczna [mm]</b>	<b>Symulacja SAM [mm]</b>	<b>Błąd względny</b>
0	-32,578	-33,276	2,1%
-25	-61,733	-62,000	0,43%

**Tab. 1** Porównanie wyników wyznaczonych charakterystyk przemieszczeniowych.



**Rys. 5** Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka wygenerowana w programie SAM.

### 3.2 Charakterystyka prędkościowa chwytaka

Charakterystykę prędkościową wyraża się wzorem :

$$f_v(x) = \frac{\dot{y}}{\dot{x}}$$

Podchodząc do zagadnienia w sposób analityczny równanie tej charakterystyki można uzyskać różniczkując po czasie wzór opisujący przemieszczenie szczęk chwytaka (punkt 3.1):

$$y(x) = l_1 + l_2 \sin\left(\arccos\left(\frac{l_4 - l_3 - x}{l_2}\right)\right)$$

$$\frac{\partial y(x(t))}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} l_1 + \frac{\partial}{\partial t} l_2 \sin\left(\arccos\left(\frac{l_4 - l_3 - x(t)}{l_2}\right)\right)$$

$$\frac{\partial y(x(t))}{\partial t} = l_2 \frac{\partial \sin\left(\arccos\left(\frac{l_4 - l_3 - x(t)}{l_2}\right)\right)}{\partial \arccos\left(\frac{l_4 - l_3 - x(t)}{l_2}\right)} \cdot \frac{\partial \arccos\left(\frac{l_4 - l_3 - x(t)}{l_2}\right)}{\partial t}$$

$$\frac{\partial y(x(t))}{\partial t} = l_2 \cdot \frac{l_4 - l_3 - x(t)}{l_2} \cdot \frac{\partial \arccos\left(\frac{l_4 - l_3 - x(t)}{l_2}\right)}{\partial \left(\frac{l_4 - l_3 - x(t)}{l_2}\right)} \cdot \frac{\partial \frac{l_4 - l_3 - x(t)}{l_2}}{\partial t}$$

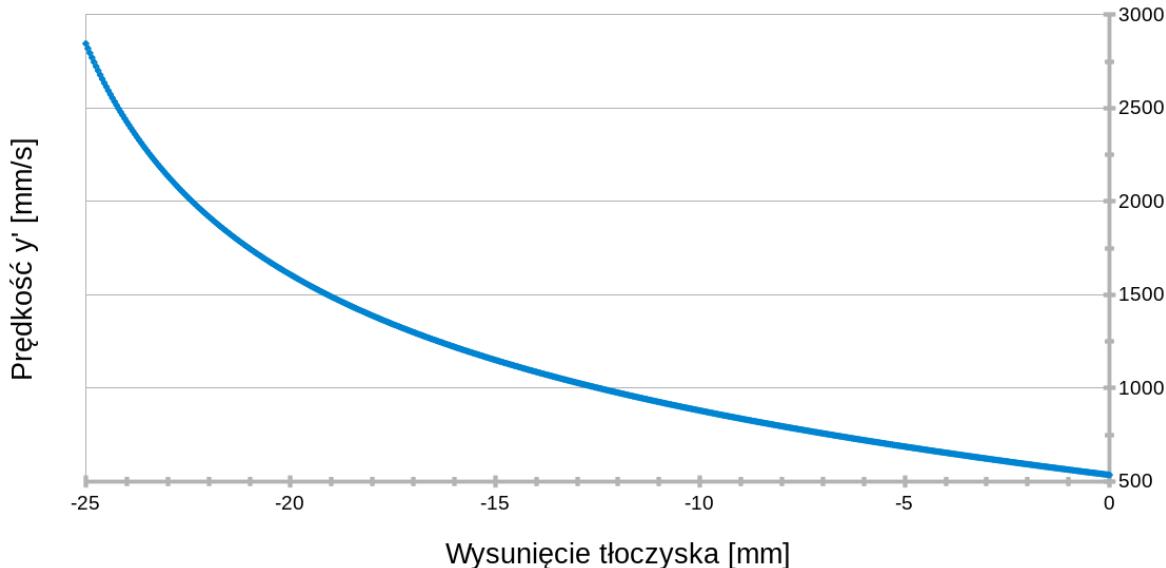
$$\dot{y} = l_2 \cdot \frac{l_4 - l_3 - x}{l_2} \cdot \frac{-1}{\sqrt{1 - \left(\frac{l_4 - l_3 - x}{l_2}\right)^2}} \cdot \frac{-1}{l_2} \cdot \dot{x}$$

$$\dot{y} = \frac{\dot{x} \cdot (l_4 - l_3 - x)}{\sqrt{l_2^2 - (l_4 - l_3 - x)^2}}$$

Przyjmując prędkość członu napędzającego  $\dot{x} = 1 \text{ m/s}$  zostaje otrzymana równość  $f_v(x) = \dot{y}(x)$ . Wykorzystując to założenie oraz dane z punktu 3.3 otrzymano poniższy wzór:

$$\dot{y} = \frac{1000 \cdot (25 - x)}{\sqrt{53^2 - (25 - x)^2}} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

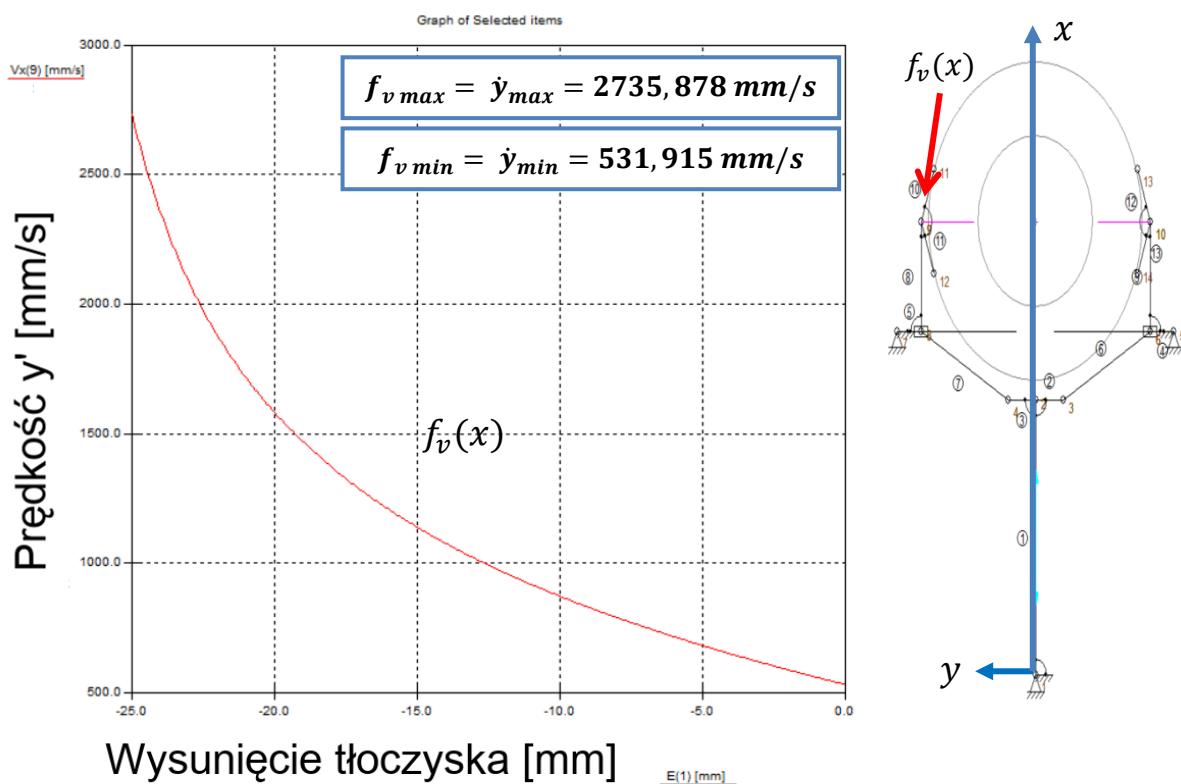
Charakterystka prędkościowa



Rys. 6 Charakterystyka prędkościowa wyznaczona analitycznie.

Wykres wygenerowano w programie LibreOffice Calc.

W celu sprawdzenia obliczonej charakterystyki, wykonano odpowiednią symulację w programie SAM:



Rys. 7 Charakterystyka prędkościowa chwytaka wygenerowana w programie SAM.

Podobnie jak w przypadku charakterystyki przemieszczenia wartości wynikające z obu metod są bardzo zbliżone. Na tej podstawie uznano, że wyznaczona charakterystyka jest prawidłowa.

<b>x [mm]</b>	<b>Metoda analityczna [mm/s]</b>	<b>Simulacja SAM [mm/s]</b>	<b>Błąd względny</b>
0	534,951	531,915	0,57%
-25	2844,401	2735,878	3,97%

Tab. 2 Porównanie wyników wyznaczonych charakterystyk prędkościowych.

### 3.3 Charakterystyka siłowa i charakterystyka siły chwytaka

Charakterystyka siłowa jest opisana następującym równaniem:

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

Gdzie:

- $f_F(x)$  - Przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka,
- $F_{ch}$  - Siła chwytu,
- $F_s$  - Siła na wyjściu siłownika chwytaka.

## Chwytak typu P-(O-O-P) – Projekt na zaliczenie Zapisu i Podstaw Konstrukcji

Innym sposobem na otrzymanie charakterystyki siłowej jest zastosowanie metody mocy chwilowych, która wykorzystuje wyznaczoną w punkcie 3.2 charakterystykę prędkościową chwytaka:

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

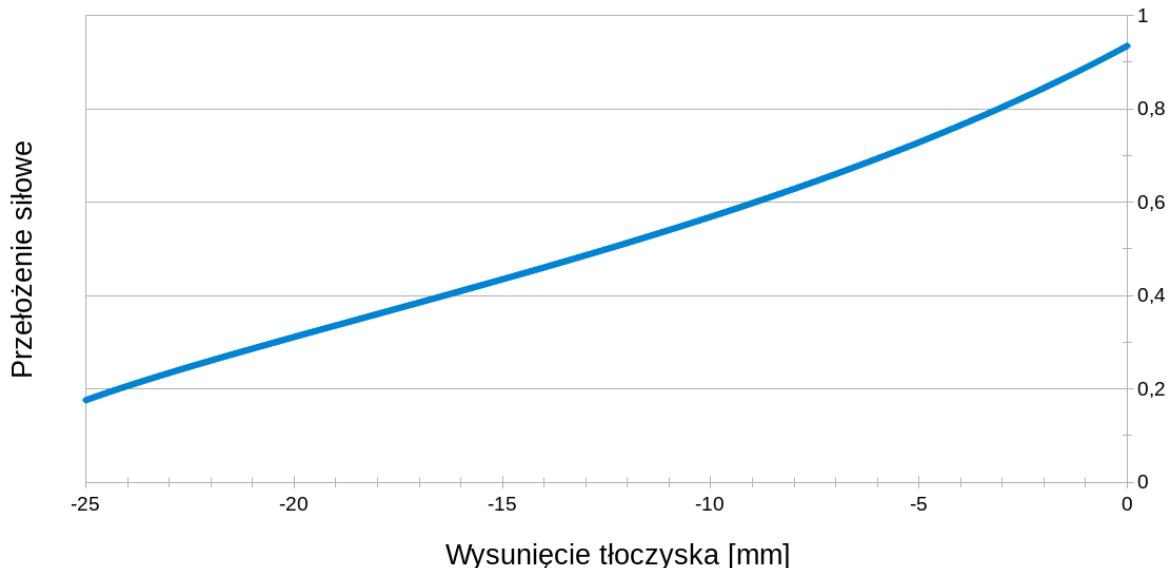
Gdzie:

- $f_F(x)$  - Przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka,
- $f_v(x)$  - Równanie charakterystyki prędkościowej

Za pomocą metody mocy chwilowych otrzymano poniższą charakterystykę siłową. W celu zachowania poprawnych rzędów wielkości, charakterystykę prędkościową  $f_v(x)$  wyrażono w metrach na sekundę:

$$f_F(x) = \frac{\sqrt{53^2 - (25 - x)^2}}{2 \cdot (25 - x)}$$

Charakterystka siłowa



Rys. 8 Charakterystka siłowa wyznaczona metodą mocy chwilowej.

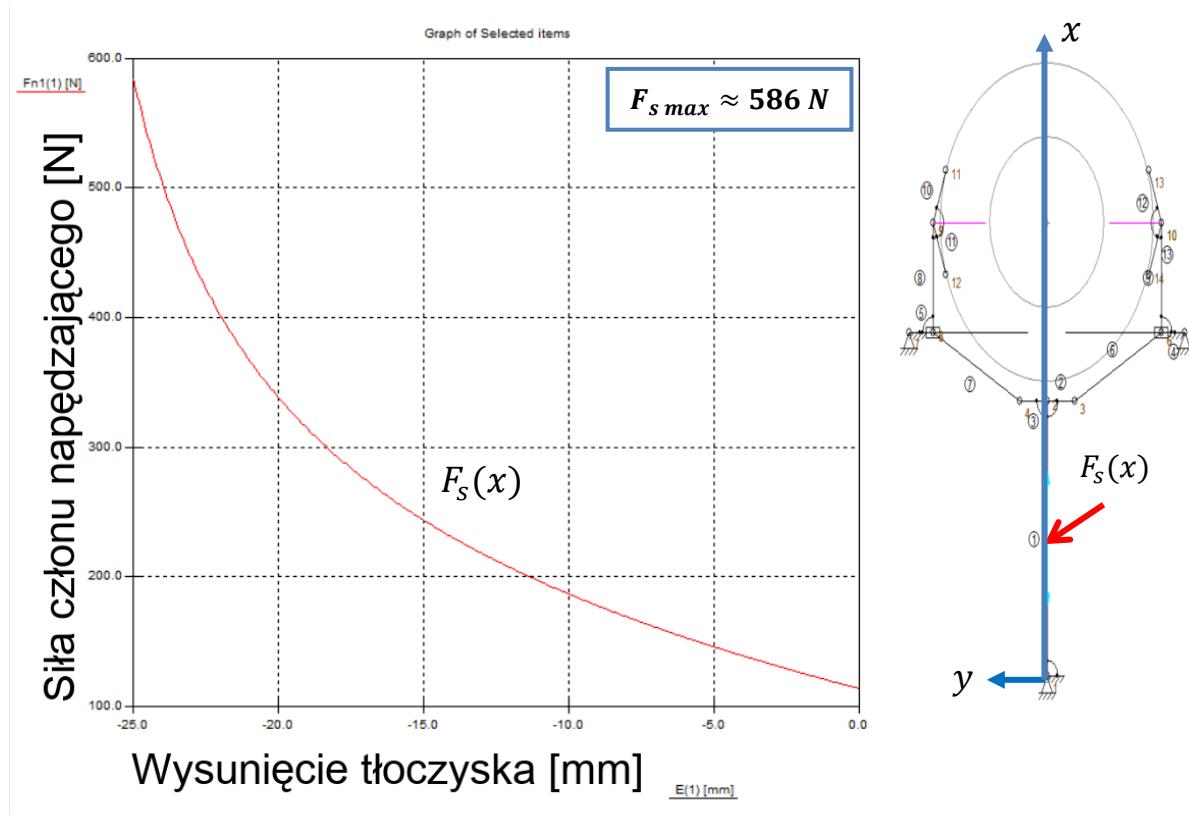
Wykres wygenerowano w programie LibreOffice Calc.

Następnie wykonano obliczenia weryfikujące w oprogramowaniu firmy ARTAS. Program SAM nie ma możliwości wygenerowania wykresu charakterystyki siłowej chwytaka w postaci  $f_F(x)$ . Zamiast tego, SAM pozwala na sporządzenie charakterystyki siły na członie napędzającym  $F_s(x)$  zależnej od wysunięcia tłoczyska. Porównanie wyników obydwóch metod daje zgodny wynik.

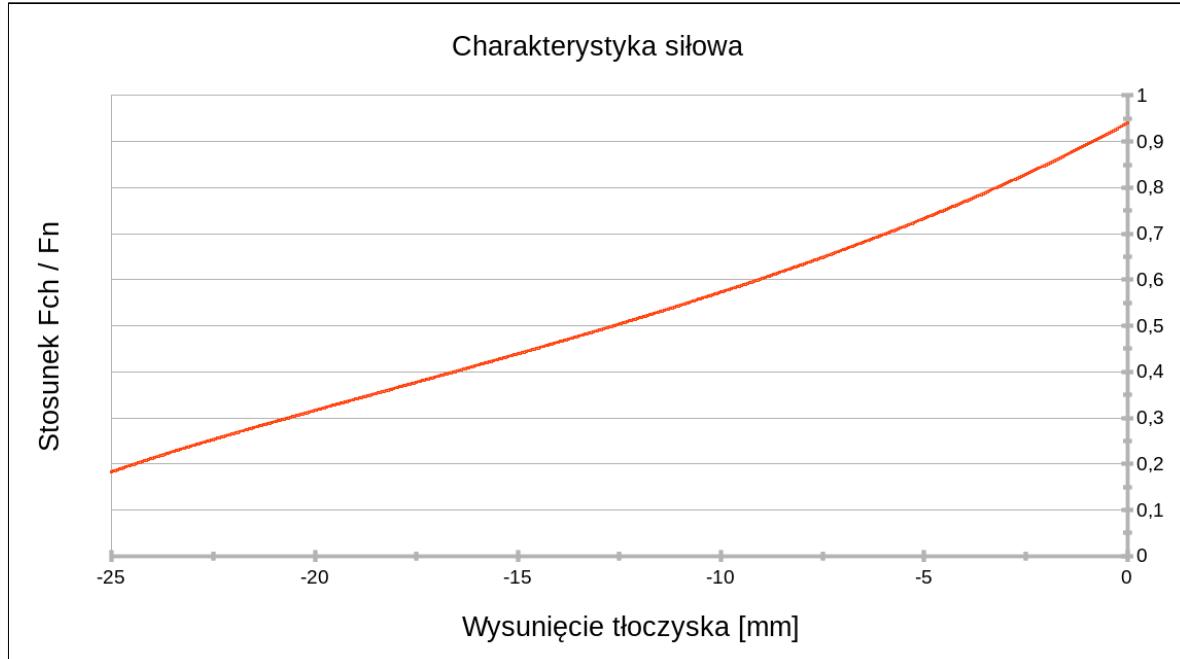
<b>x [mm]</b>	<b>Metoda analityczna</b>	<b>Na podstawie charakterystyki siły</b>	<b>Błąd względny</b>
0	0,939998243	0,939998243	0%
-25	0,182756654	0,182756654	0%

Tab. 3 Porównanie wyników wyznaczonych charakterystyk siłowych.

Przy założeniu, że układ ramion chwytaka jest obciążony symetrycznym układem sił  $F_{Ach} = 107 N$ , charakterystyka siły pozwoli określić wymaganą do realizacji zadania siłę na silowniku pneumatyczny (*punkt 4*).



Rys. 9 Charakterystyka siły na członie napędzającym  $F_s(x)$  wygenerowana w programie SAM.



Rys. 10 Charakterystyka siłowa chwytaka, dla stałej siły chwytyającej  $F_{Ach} = 107 N$ . Wykres wygenerowano w programie LibreOffice Calc na podstawie danych z programu SAM.

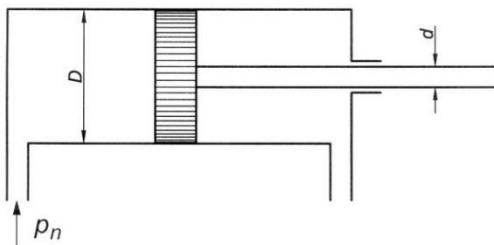
## 4. Napęd chwytaka

### 4.1 Określenie maksymalnej wymaganej siły do napędu chwytaka

Maksymalną wartość  $F_{s \max}$  można określić na podstawie charakterystyki siły chwytaka (*punkt 3.3*):

$$F_{s \max} = 586 \text{ N}$$

### 4.2 Obliczenie średnicy tłoka siłownika napędowego



Rys. 11 Ideowy schemat budowy siłownika pneumatycznego

Średnicę tłoka  $D$ , można obliczyć przekształcając poniższy wzór na siłę wyjściową siłownika:

$$F_s = \frac{\pi D^2}{4} p_n$$

$$D = \sqrt{\frac{4F_s}{\pi p_n}}$$

Warto przypomnieć, że ujemne rozwiązywanie równania kwadratowego dla średnicy tłoka  $D$  nie miało by sensu fizycznego. Podstawiając do powyższego równania wartości  $F_{s \max} = 586 \text{ N}$  oraz  $p_n = 0,6 \text{ MPa}$  można obliczyć minimalny wymiar średnicy:

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 586}{\pi \cdot 0,6 \cdot 10^6}} \approx 0,036 \text{ m}$$

Oznacza to, że należy dobrą siłownik o średnicy tłoka  $D \geq 36 \text{ mm}$ .

#### 4.3 Dobór siłownika na podstawie wymaganych parametrów

Dobierając siłownik dla projektowanego chwytaka, należy kierować się poniższą zasadą:

$$P_t \geq P_w = kF_{s\ max}$$

Gdzie:

- $P_t$  - Teoretyczna siła pchająca lub ciągnąca siłownika,
- $P_w$  - Wymagana siła na tłoczysku,
- $k$  - Współczynnik przeciążenia (uwzględnienie strat mechanicznych, przyjęto  $k = 1,15$ ),
- $F_s$  - Siła na wyjściu siłownika chwytaka.

Obliczając wymaganą siłę na tłoczysku  $P_w$  zostanie otrzymane kolejne kryterium dla dobieranego siłownika:

$$P_t \geq P_w = 586 \cdot 1,15 \approx 674 \text{ N}$$

Na podstawie obliczonych danych, należy dobrać siłownik o następujących parametrach:

$$P_t \geq 674 \text{ N} , D \geq 36 \text{ mm} , \Delta x = 25 \text{ mm}$$

Po zapoznaniu się z ofertą firmy Festo ([www.festo.com](http://www.festo.com)) został wybrany siłownik pneumatyczny dwustronnego działania **ADN-40-25-I-P-A-Q**, o średnicy tłoka  $D = 40 \text{ mm}$ , skoku  $\Delta x = 25 \text{ mm}$  oraz kwadratowym tłoczysku. Dodatkowo, do dopasowanego modelu siłownika zostało dobrane mocowanie kołnierzowe **FNC-40**, na którym zostanie posadowiony kołnierz chwytaka. Siłownik ma wykonywać pracę poprzez ciągnięcie, więc jego teoretyczna siła jest dla skoku powrotnego  $F_s = 686 \text{ N}$ .

#### Siłownik kompaktowy ADN-40- -

Numer części: 536288

☆ Standardowy program produkcyjny

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

**FESTO**

#### Karta danych

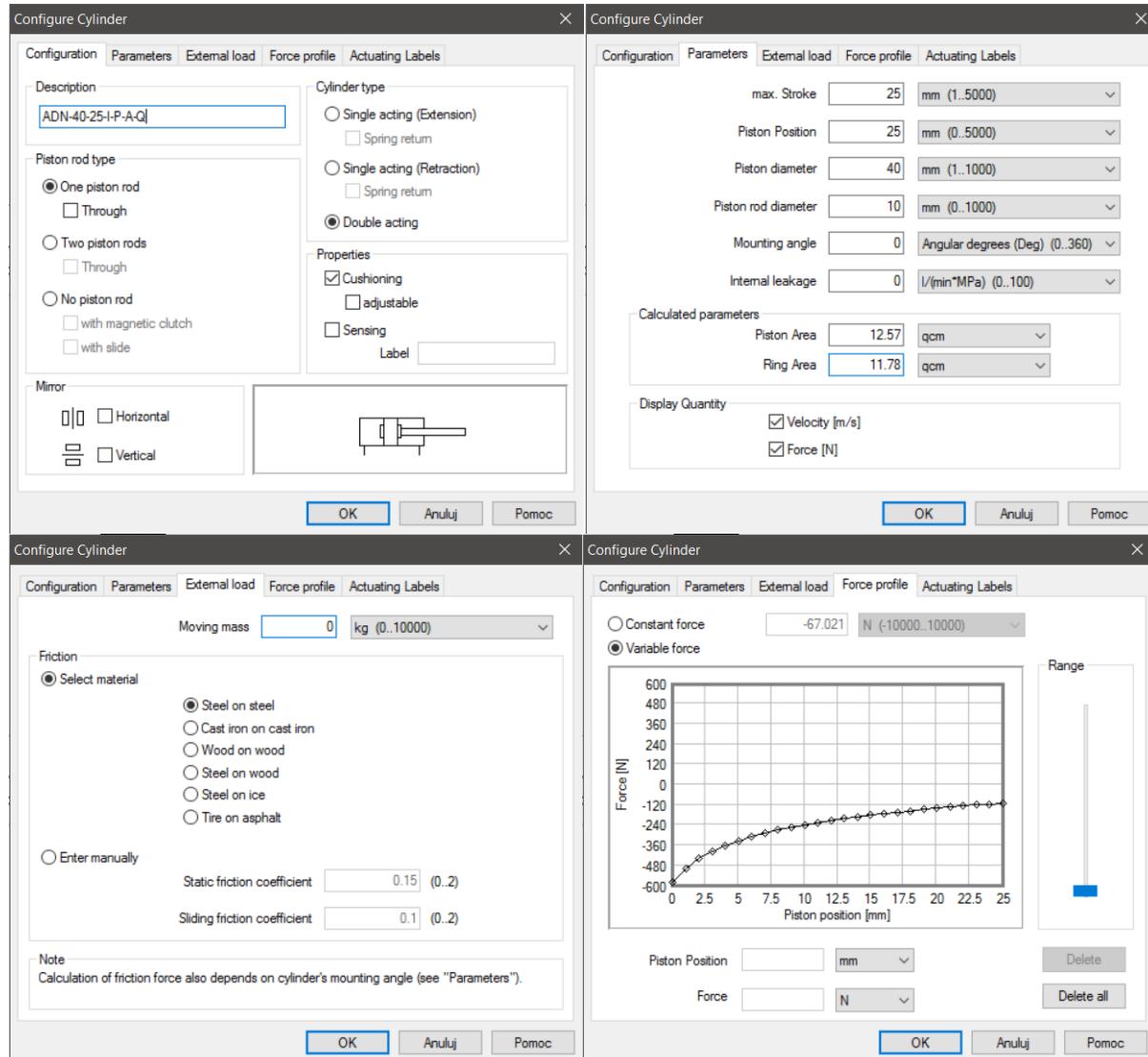
Ogólna karta danych - pojedyncze dane będą zależały od konfiguracji.

Cecha	Wartość
Skok	1 ... 400 mm
Średnica tłoka	40 mm
W oparciu o normę	ISO 21287
Amortyzacja	P: Elastyczne pierścienie / płytki amortyzacyjne z obu stron PPS: samonastawna amortyzacja pneumatyczna w położeniach końcowych
Pozycja zabudowy	Dowolna
Konstrukcja	Tłok Tłoczkowy Korpus z profilu
Sygnalizacja położenia	Przy pomocy czujników
Ciśnienie robocze	0.6 ... 10 bar
Tryb pracy	Dwustronnego działania
ATEX-Kategoria Gaz	II 2G
Ex-Ochrona przeciwwybuchowa Gaz	c T4
ATEX-Kategoria Pył	II 2D
Ex-Ochrona przeciwwybuchowa Pył	c 120°C
Ex-Temperatura otoczenia	-20°C <= Ta <= +60°C
Medium robocze	Sprzęcone powietrze wg ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Uwagi odnośnie medium roboczego	Mogliwa praca na powietrzu olejonym (po rozpoczęciu olejenia jest ono wymagane przy dalszej pracy)
Znak CE (patrz deklaracja zgodności)	Wg dyrektywy EU-Ochrona Ex - (ATEX)
Klasa odporności na korozję CRC	2 – Średnia odporność na korozję 3 – Wysoka odporność na korozję
Temperatura otoczenia	-40 ... 120 °C
Sila teoretyczna przy 6 bar, skok powrotny	686 N
Sila teoretyczna przy 6 bar, wysuw	686 ... 754 N

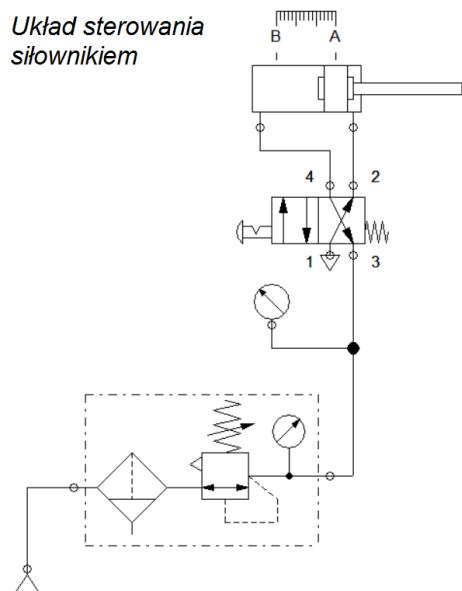
Rys. 12 Fragment noty katalogowej siłownika ADN-40-25-I-P-A-Q.

#### 4.4 Symulacja układu pneumatycznego

W celu sprawdzenia poprawności doboru napędu chwytaka, przeprowadzono symulację w programie *Festo Fluid-Sim*. Do programu została wprowadzona charakterystyka siłowa (*punkt 3.3*) wraz z parametrami katalogowymi siłownika. Został zaprojektowany prosty układ pneumatyczny, wykorzystujący układ przygotowania powietrza oraz zawór 4/2 sterowany mechaniczne do kontroli przepływu środka roboczego.



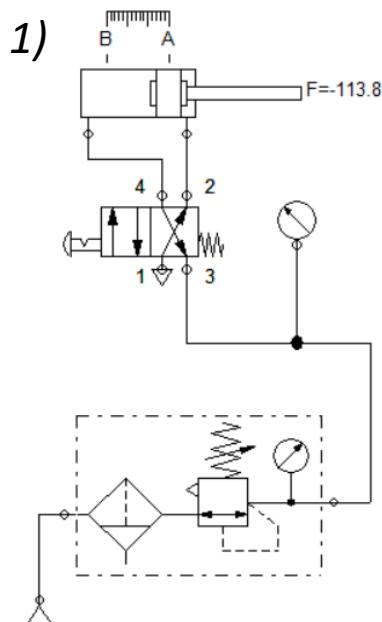
Rys. 13 Konfiguracja symulowanego siłownika w programie Festo FluidSim.



Rys. 14 Przykładowy układ sterowania siłownikiem pneumatycznym chwytaka dla potrzeb symulacji.

Manometr został ustawiony na rzqd wielkości mega paskali.

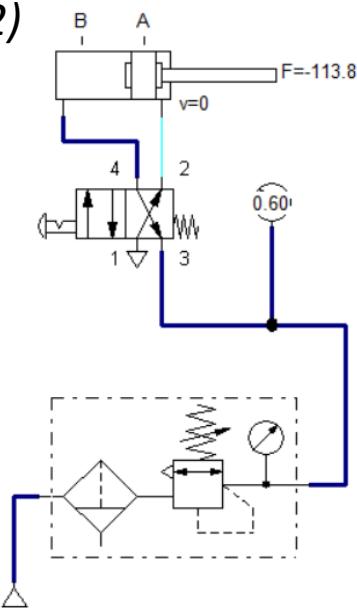
Układ jest zasilany sprężonym powietrzem o ciśnieniu 0,6 Mpa.



Description	Quantity value	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ADN-40-25-I-P-A-Q	Position mm											
ADN-40-25-I-P-A-Q	Velocity m/s											
ADN-40-25-I-P-A-Q	Acceleration m/s <sub>2</sub>											
ADN-40-25-I-P-A-Q	Force N											

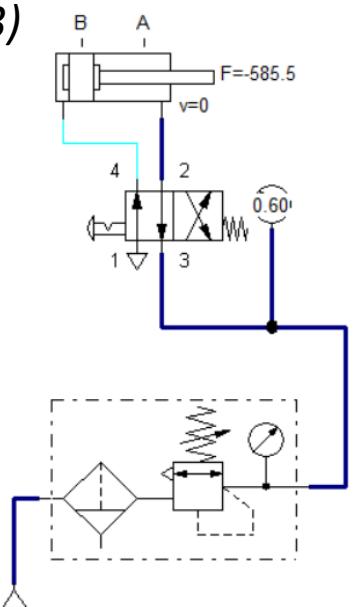
Chwytak typu P-(O-O-P) – Projekt na zaliczenie Zapisu i Podstaw Konstrukcji

2)



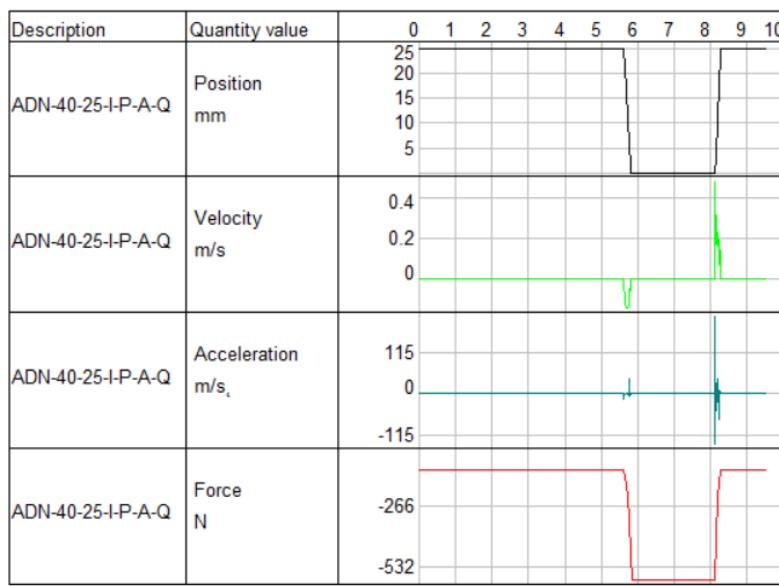
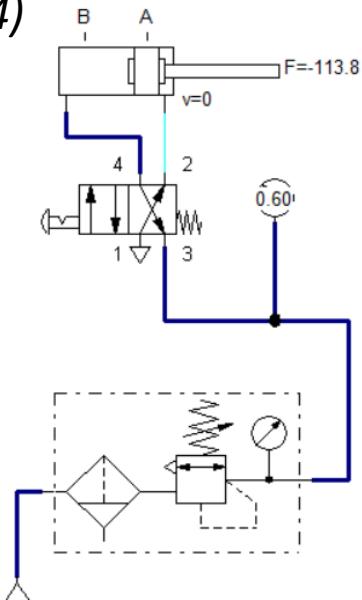
Description	Quantity value	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ADN-40-25-I-P-A-Q	Position mm	25	20	15	10	5						
ADN-40-25-I-P-A-Q	Velocity m/s											
ADN-40-25-I-P-A-Q	Acceleration m/s <sub>2</sub>											
ADN-40-25-I-P-A-Q	Force N	-40	-80									

3)



Description	Quantity value	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ADN-40-25-I-P-A-Q	Position mm	25	20	15	10	5						
ADN-40-25-I-P-A-Q	Velocity m/s	0.2	0.1	0	-0.1							
ADN-40-25-I-P-A-Q	Acceleration m/s <sub>2</sub>	28	0									
ADN-40-25-I-P-A-Q	Force N	-266	-532									

4)



Rys. 15 Kolejne stany symulacji układu w krokach 1) – 4).

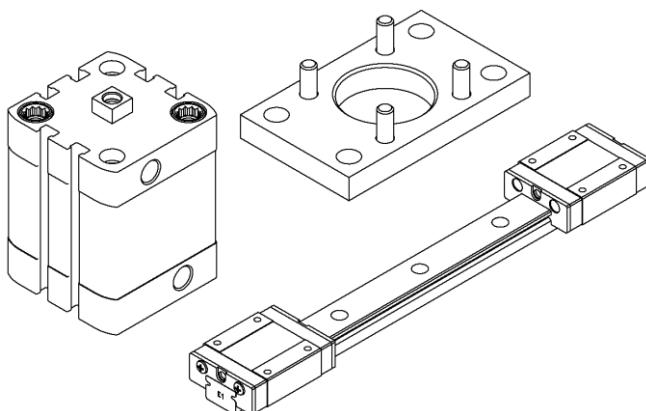
Z przeprowadzonej symulacji wynika, że siłownik jest w stanie płynnie się poruszać przy działającej zmiennej sile wynikającej z charakterystyki siły. Potwierdza to poprawność wybranego napędu.

## 5. Konstruowanie elementów chwytaka

### 5.1 Import gotowych elementów

Konstruowanie chwytaka rozpoczęto od zimportowania rysunków do programu Inventor następujących elementów:

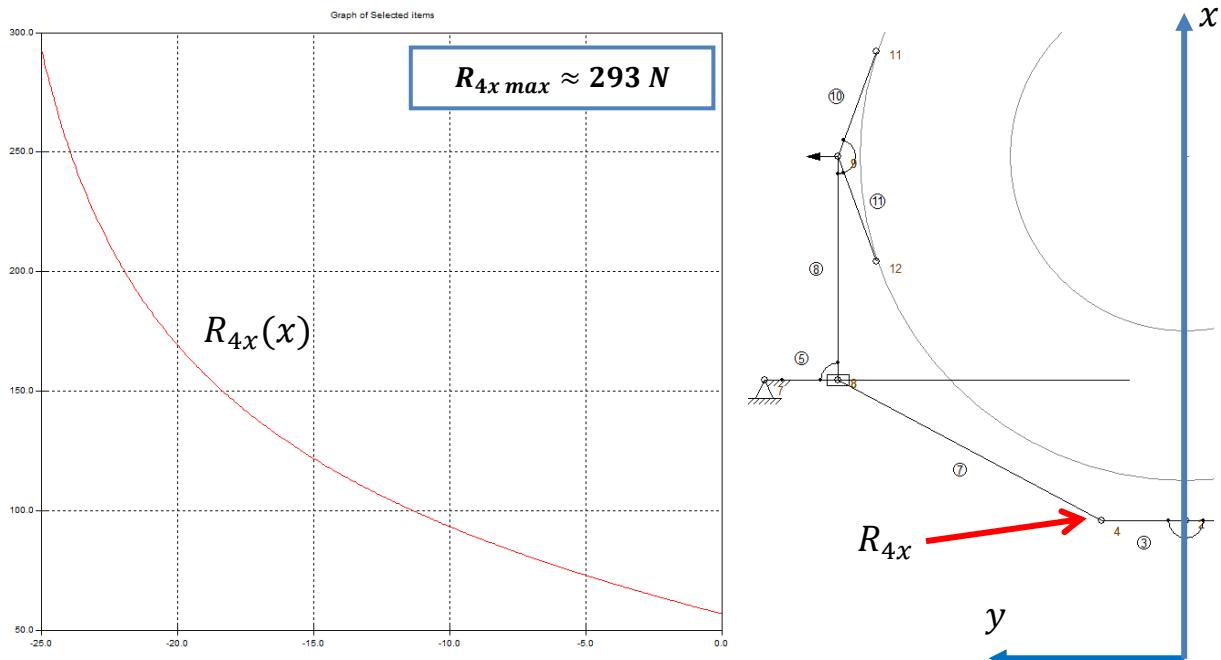
- FESTO – siłownik ADN-40-25-I-P-A-Q
- FESTO – mocowanie kołnierzowe FNC-40
- HIWIN – wózek prowadnicy MGN15C (dwie sztuki)
- HIWIN – szyna profilowana prowadnicy MGNR15R



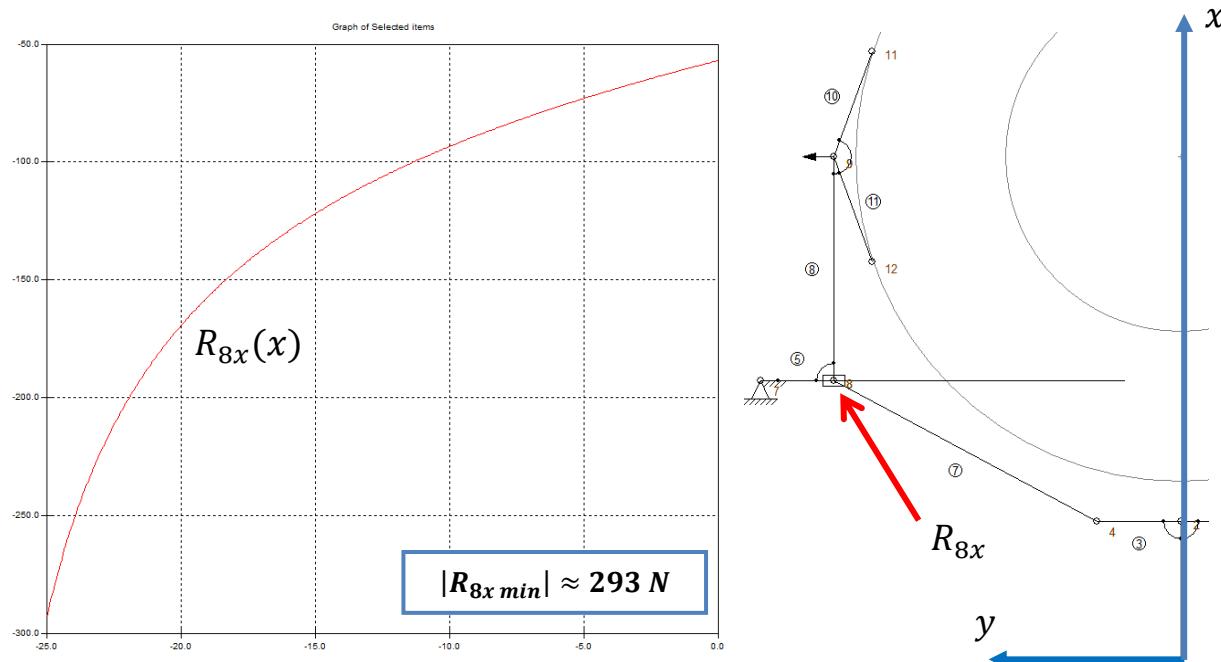
Rys. 16 Gotowe moduły pobrane ze stron producentów.

## 5.2 Obliczenia sił przyłożonych do elementów konstrukcyjnych chwytaka

Analiza sił wywołujących naprężenia w elementach konstrukcyjnych chwytaka została wykonana w programie SAM. W rozpatrywanych przegubach występuje również stałe naprężenie w osi Y o wartości  $F_{ch}$ .



Rys. 17 Charakterystyka siły reakcji  $R_{4x}(x)$  w przegubie chwytaka.



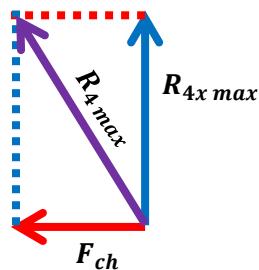
Rys. 18 Charakterystyka siły reakcji  $R_{8x}(x)$  w przegubie chwytaka.

W celu weryfikacji poprawności wykonanych obliczeń, został wykonany model symulacyjny chwytaka w programie Force Effect. Jednakże program nie potrafił znaleźć rozwiązania dla zadanego mechanizmu. Dla obliczeń wytrzymałościowych w punkcie 5.3 przyjęto poprawność powyższych danych. Sprawdzenie wyników ostatecznie zostało wykonane w programie Inventor (punkt 5.6).

## 5.3 Obliczenia wytrzymałościowe chwytaka

### 5.3.1 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie

Przeguby w mechanizmie chwytaka zostały zrealizowane jako połączenia sworzniowe. Wszystkie sworznie posiadają średnicę  $\varnothing = 6 \text{ mm}$ . Każdy sworzeń jest ścinany w dwóch płaszczyznach. Na podstawie analizy sił (punkt 5.2) można zauważyć, że wartości sił obciążających sworznie są takie same. Uwzględniając stałą siłę składową  $F_{ch}$  możemy wyliczyć największe obciążenie sworzni łożyskowych:



Rys. 19 Złożenie wektorów sił reakcji  $R_4(x)$ .

$$R_{4max} = \sqrt{(R_{4x max})^2 + (F_{ch})^2}$$

$$R_{4max} = \sqrt{293^2 + 107^2} \approx 312 \text{ N}$$

Za materiał sworzni przyjęto **stal 50HS**, o granicy plastyczności  $Re = 1180 \text{ MPa}$ . Dzieląc wartość  $Re$  przez współczynnik bezpieczeństwa  $b = 1,15$ , otrzymano wytrzymałość na ścinanie  $k_t$ .

$$k_t = \frac{Re}{b} = \frac{1180}{1,15} \approx 1026 \text{ MPa}$$

Warunek wytrzymałościowy na ścinanie sworznia ma postać:

$$\tau_{max} = \frac{F_{t max}}{2A} = \frac{R_{4max}}{2A} = \frac{4R_{4max}}{2\pi d^2} \leq k_t$$

Gdzie:

- $\tau_{max}$  - Maksymalne naprężenie tnące,
- $F_{t max}$  - Maksymalna siła tnąca,
- $R_{4max}$  - Maksymalne naprężenie w sworzniu,
- $k_t$  - Naprężenie dopuszczalne na ścinanie sworznia,
- $A$  - Pole powierzchni przekroju sworznia (w tym przypadku – koła),
- $d$  - Średnica sworznia.

Podstawiając dane do warunku wytrzymałościowego:

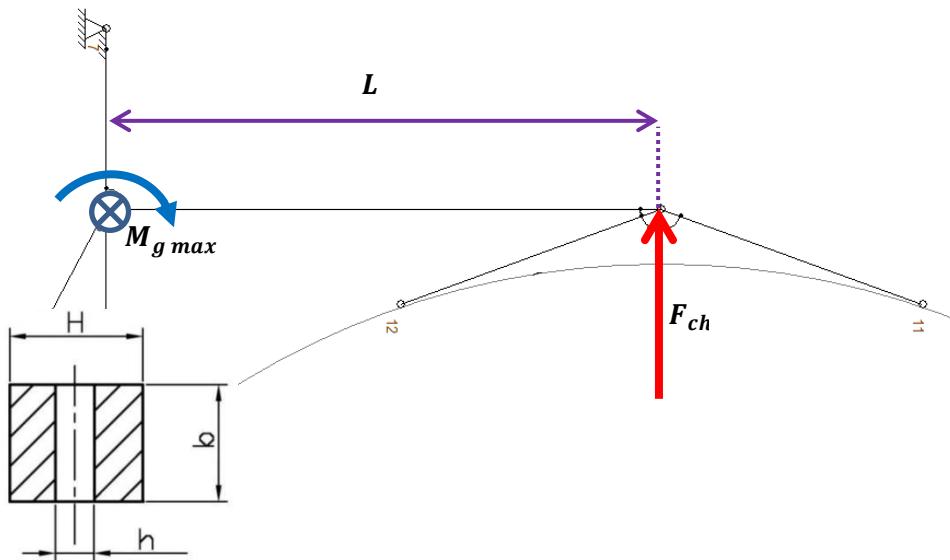
$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot 312}{2\pi \cdot 0,006^2} \approx 5,52 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} \leq 1026 \text{ MPa}$$

potwierdzono jego prawidłowość.

### 5.3.2 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie

Ramię chwytaka można uprościć do modelu belki podpartej w dwóch punktach (przegubach) i obciążonej na jednym końcu siłą  $F_{ch}$ . Rozpatrzone położenie chwytaka w pozycji A (*punkt 2.1*). W tym przypadku maksymalny moment gnący w ramieniu chwytaka występuje w następującym przegubie:



Zmienna	Wartość	Źródło
$L$	0,04 m	punkt 3.1
$F_{ch}$	107 N	punkt 2.3
$H$	0,03 m	przyjęto
$h$	0,006 m	punkt 5.3.1
$b$	0,048 m	przyjęto

Rys. 19 Moment gnący w rozpatrywanym przegubie. Chwytak w pozycji rozwartej (A) (punkt 2.1).

Moment gnący w rozpatrywanym połączeniu pary kinematycznej można obliczyć ze wzoru:

$$M_{g \max} = F_{ch} \cdot L$$

Warunek wytrzymałościowy na zginanie ramienia chwytaka ma postać:

$$\sigma_{g \max} = \frac{M_{g \max}}{W_g} \leq k_g$$

Gdzie:

$\sigma_{g \max}$  - Maksymalne naprężenie gnące,

$M_{g \max}$  - Maksymalny moment gnący,

$W_g$  - Wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie,

$k_g$  - Wytrzymałość materiału na zginanie (granica plastyczności).

## Chwytak typu P-(O-O-P) – Projekt na zaliczenie Zapisu i Podstaw Konstrukcji

Ramię chwytaka zostanie wykonane ze stopu aluminium: wg PN EN 573-3, oznaczenie alfanumeryczne: AlCu4MgSi (A) oznaczenie numeryczne: EN AW-2017A, stare oznaczenie: PA6.

Wytrzymałość na zginanie stopu aluminium 2017:

$$k_g \leq 121 \pm 9 \text{ MPa}$$

Wskaźnik przekroju belki na zginanie uwzględniający otwór na sworzeń można obliczyć z następującego wzoru:

$$W_g = \frac{I_x}{e_{max}} = \frac{2I_x}{H}$$

Gdzie:

$I_x$  - Geometryczny moment bezwładności względem osi symetrii X,

$e_{max}$  - Odległość od środka do najdalszego włókna materiału,

$H$  - Grubość ramienia.

Geometryczny moment bezwładności dla przekroju przegubu można wyznaczyć z poniższego równania:

$$\begin{aligned} I_x &= \iint x^2 dA \\ I_x &= \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-\frac{H-h}{2}}^{\frac{H-h}{2}} x^2 dx dy = \left( \frac{2 \cdot (H-h)^3}{3 \cdot 8} \right) \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} dy \\ I_x &= \frac{b(H-h)^3}{12} \end{aligned}$$

Z pomocą otrzymanego wyniku wyznaczono wartość maksymalnego naprężenia gnącego:

$$W_g = \frac{2}{H} \cdot \frac{b(H-h)^3}{12} = \frac{b(H-h)^3}{6H}$$

$$\sigma_{g\ max} = \frac{6H \cdot F_{ch} \cdot L}{b(H-h)^3} \approx 1,16 \text{ MPa}$$

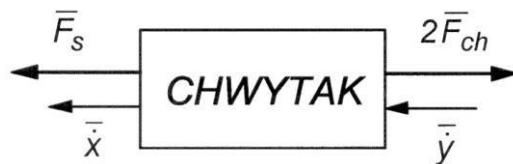
$$\sigma_{g\ max} \leq k_g = 121 \pm 9 \text{ MPa}$$

Z powyższych obliczeń wynika, że zaproponowana konstrukcja spełnia warunki wytrzymałościowe w pozycji rozwartej chwytaka z dużym zapasem wytrzymałości. Wynika z tego, że chwytak będzie w stanie przenosić wałki o znacznie większej masie, w tym wałki o mniejszej średnicy i odpowiednio większej długości. W zaistniałym przypadku należy ponownie sprawdzić warunki wytrzymałościowe.

### 5.3.3 Obliczenia maksymalnej możliwej siły chwytu i maksymalnego ciężaru transportowanych wałków

Dla dowolnego chwytaka bilans mocy chwilowych przy pominięciu tarcia, sił ciężkości oraz bezwładności jego elementów ma postać:

$$\begin{aligned} N_{we} + N_{wy} &= 0 \\ N_{we} = \overrightarrow{F_s} \cdot \vec{x} \quad , \quad N_{wy} = 2\overrightarrow{F_{ch}} \cdot \vec{y} \\ \overrightarrow{F_s} \cdot \vec{x} + 2\overrightarrow{F_{ch}} \cdot \vec{y} &= 0 \\ F_s \cdot x + 2F_{ch} \cdot y &= 0 \end{aligned}$$



Rys. 19 Model chwytaka do wyznaczania bilansu mocy chwilowych.

Na podstawie powyższych równań można wyznaczyć charakterystykę siłową przy pomocy charakterystyki prędkościowej, ponieważ zachodzi zależność:

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

Powyższy wzór został wykorzystany w punkcie 3.3 w celu weryfikacji wygenerowanej charakterystyki siłowej. Wykorzystując go wraz z charakterystyką prędkościową (punkt 3.2) można obliczyć możliwą do uzyskania siłę chwytu na szczeękach chwytaka przy założonej sile na siłowniku. Dla obliczeń przyjęto teoretyczną siłę siłownika napędowego (punkt 4.3)  $P_t = 686 N$ .

Obliczenia dotyczące wartości siły chwytu dla chwytaka w pozycji B (zamkniętej) (punkt 2.2):

$$\begin{aligned} F_{Bch} &= F_s \cdot \frac{\dot{x}}{2\dot{y}} \\ \text{Dla } \dot{x} = 1 \frac{m}{s}, \dot{y}_{min} &= 0,531 \frac{m}{s} \\ F_{Bch} &= 686 \cdot \frac{1}{2 \cdot 0,531} = 646 N \\ \sigma_{g max} &= \frac{6H \cdot F_{Bch} \cdot L_B}{b(H-h)^3} \end{aligned}$$

Geometria chwytaka zapewnia to samo ramię zginania w każdym możliwym położeniu.  $L = L_A = L_B$ .

$$\sigma_{g\ max} = \frac{0,18 \cdot 646 \cdot 0,04}{0,048 \cdot (0,03 - 0,006)^3} \approx 7,01 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{g\ max} \leq k_g$$

W rozpatrywanym przypadku naprężenia zginające również są mniejsze od dopuszczalnych. Wykorzystując dane i wzory z punktu 2.3, zostanie wyznaczona maksymalna długość wałka o średnicy 62 mm.

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

$$l_{B\ max} = \frac{4Q_{max}}{\pi d_{max}^2 \varrho}$$

$$l_{B\ max} = \frac{8\mu F_{B\ ch}}{n \cdot \sin(\gamma) \cdot \pi d_{max}^2 \varrho}$$

$$l_{B\ max} = \frac{8 \cdot 0,15 \cdot 646}{2 \cdot \sin(70^\circ) \cdot \pi \cdot 0,062^2 \cdot 78,5 \cdot 10^3} \approx 435 \text{ mm}$$

W ten sam sposób korzystając z charakterystyki prędkościowej można obliczyć możliwą siłę chwytu w każdym możliwym położeniu chwytaka.

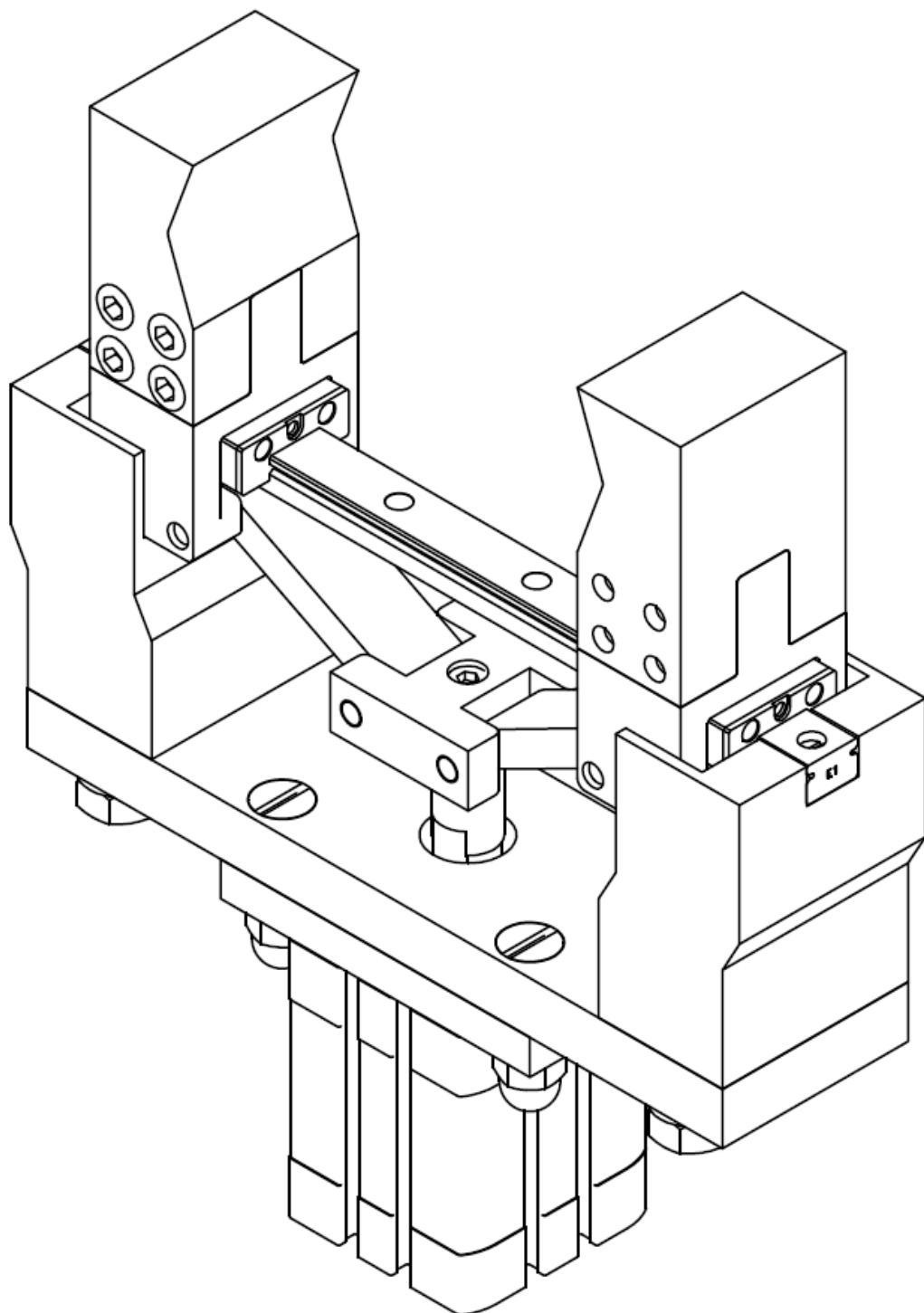
$$F_{ch}(x) = 686 \cdot \frac{\sqrt{53^2 - (25-x)^2}}{2(25-x)} [N]$$

## 5.4 Adnotacja procesu konstrukcyjnego

Proces konstrukcyjny chwytaka w programie Inventor rozpoczęto od wykonania części z wymiarami odczytanymi z modelu w programie SAM. W trakcie dopasowywania prowadnicy na szynie MGNR15R wystąpił problem z nieproporcjonalnością wymiarów wózków MGN15C względem pozostałych elementów mechanizmu.

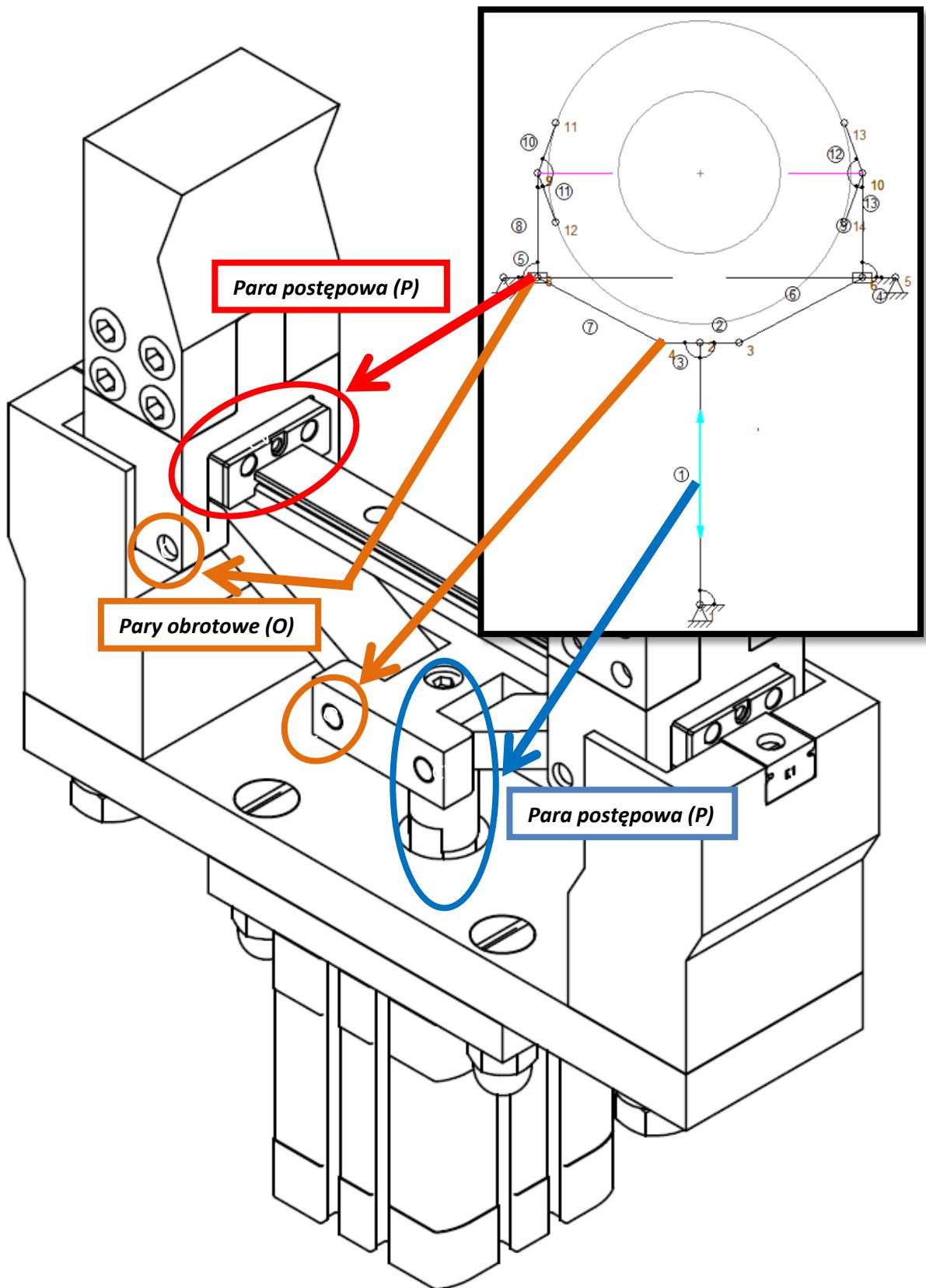
Przyjęto rozwiązanie polegające na zwiększeniu rozmiarów i grubości wszystkich części, w celu ujednolicenia konstrukcji. Konsekwencją tego działania jest większa ilość połączeń mocujących oraz zwiększenie zapotrzebowania na materiał konstrukcyjny (*punkt 5.6*).

## 5.5 Projekt konstrukcyjny chwytaka



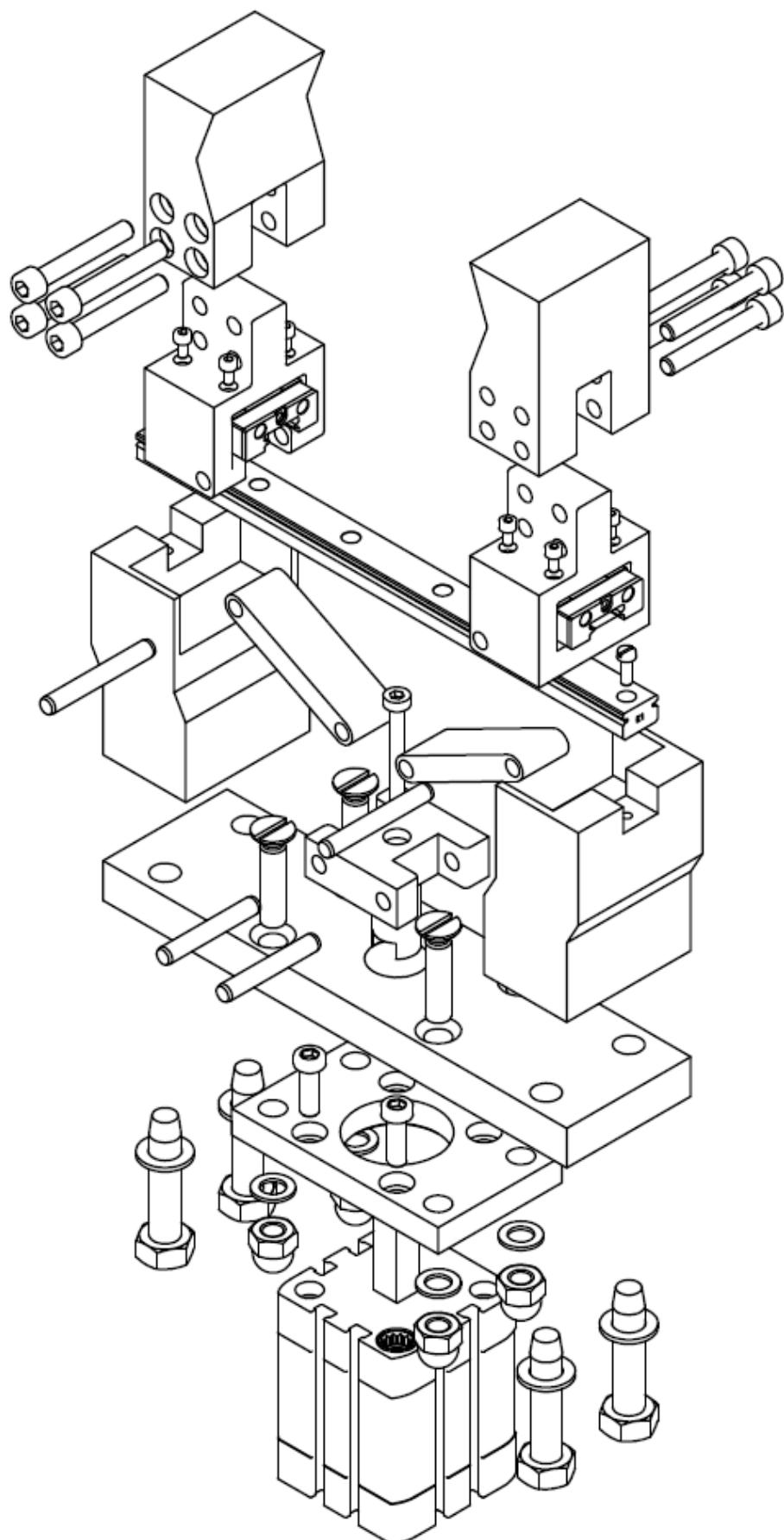
**Rys. 20** Rysunek konstrukcyjny aksonometryczny chwytaka P-(O-O-P).

Rysunek nie przedstawia rzeczywistych wymiarów chwytaka.

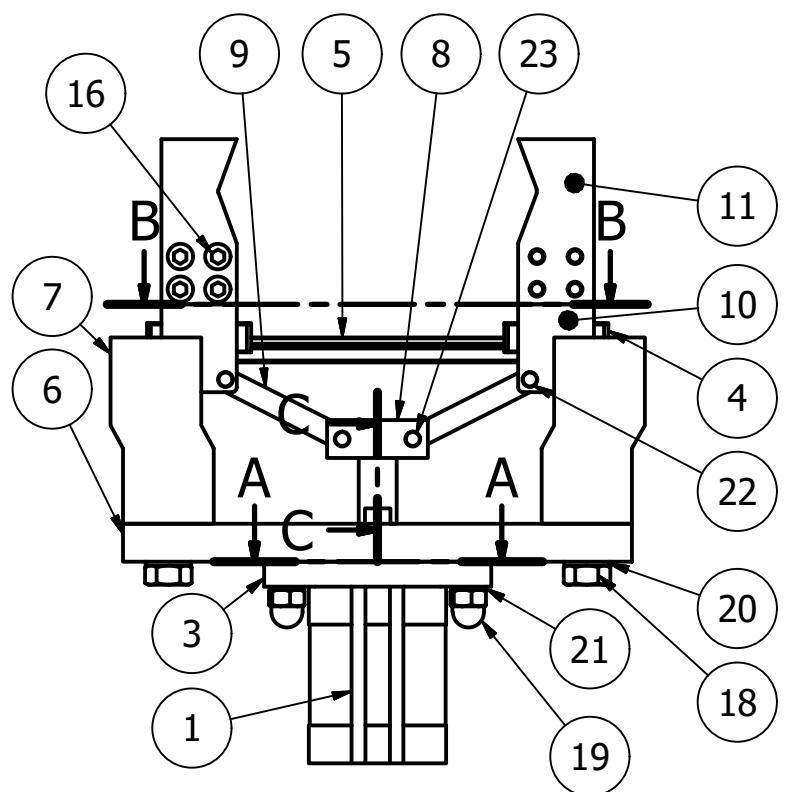


Rys. 21 Rozwiązań konstrukcyjnych par kinematycznych chwytaka P-(O-O-P).

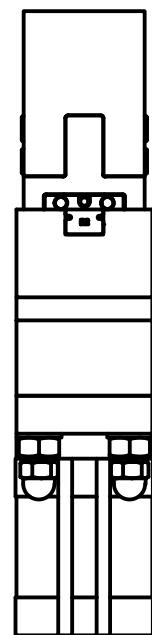
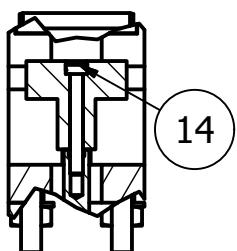
Kolory odpowiadają kolejnym parą kinematycznym : niebieski-(pomarańcz-pomarańcz-czerwony).



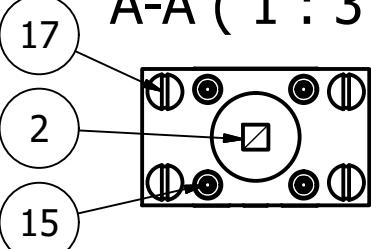
Rys. 22 Rysunek eksplodujący zaprojektowanego chwytaka.



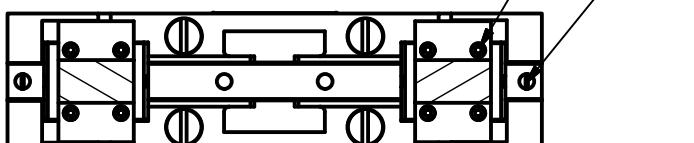
C-C ( 1 : 3 )



A-A ( 1 : 3 )



B-B ( 1 : 3 )

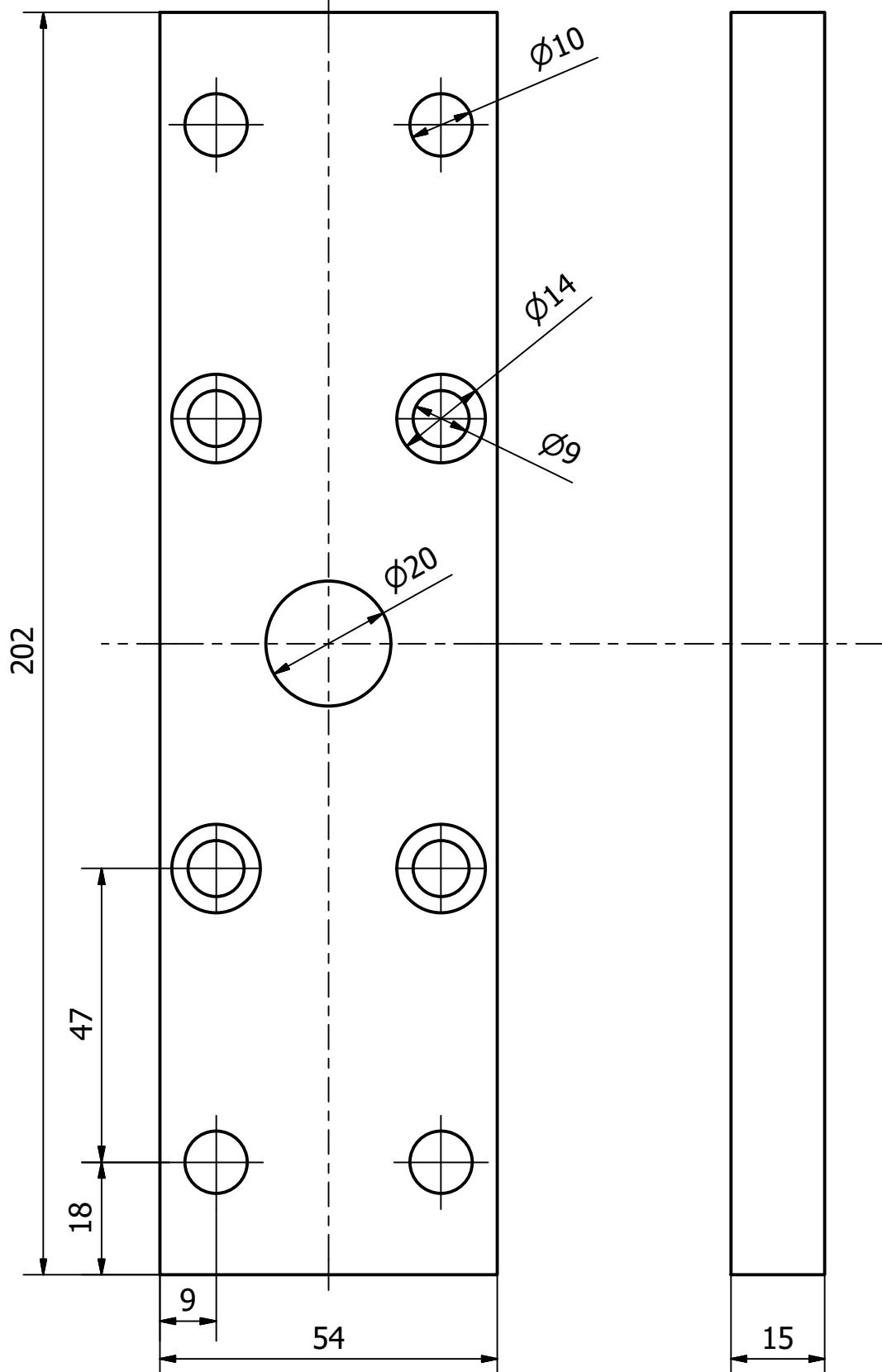


Zaprojektowane przez Maciej Aleksandrowicz	Sprawdzone przez	Zatwierdzone przez	Data	Data 10.06.2017	Skala 1 : 3
Automatyka i Robotyka WEAIIIB Grupa I			Chwytek typu P-(O-O-P)		
CHWYTAK17.01		Wersja 1		Arkusz 1 / 2	

↓

23	Sworzeń 2	2	ISO 8734 - 6 x 40		
22	Sworzeń 1	2	ISO 8734 - 6 x 45		
21	Podkładka dystansowa	4	AS 1237 - 8		
20	Podkładka dystansowa	4	AS 1237 - 10		
19	Nakrętka kołpakowa M8	4	CNS 4473 - M 8		
18	Śruba M10x45	4	IFI 502 - M10x1,5 x 45		
17	Śruba M8x35	4	AS 1427 - M8 x 35		
16	Śruba M6x40	8	CNS 3932 - M 6 x 40		
15	Śruba M6x18	4	DIN-6912 - M6x18(F)		
14	Śruba M5x40	1	CNS 4557 - M5 x 40		
13	Śruba M3x6	2	CSN 02 1131 - M3,5 x 10		
12	Śruba M3x6	8	AS 1420 - 1973 - M3 x 6		
11	Ramię chwytaka	2	CHWYTAK17.07	EN AW-2017A	
10	Uchwyt prowadnicy	2	CHWYTAK17.06	EN AW-2017A	
9	Cięgno	2	CHWYTAK17.05	EN AW-2017A	
8	Belka na tłoczyk	1	CHWYTAK17.04	EN AW-2017A	
7	Podpora	2	CHWYTAK17.03	EN AW-2017A	
6	Kołnierz	1	CHWYTAK17.02	EN AW-2017A	
5	Prowadnica MGMR15R 212	1	www.hiwin.de		
4	Wózek MGN15C	2	www.hiwin.de		
3	Kołnierz mocujący FNC-40	1	www.festo.com		
2	Tłoczyk siłownika ADN-40-25-I-P-A-Q	1	www.festo.com		
1	Obudowa siłownika ADN-40-25-I-P-A-Q	1	www.festo.com		
LP.	NAZWA PRZEDMIOTU	LICZ. SZT.	NR NORMY/RYSUNKU	MATERIAŁ	
<b>LISTA CZĘŚCI</b>					
Zaprojektowane przez Maciej Aleksandrowicz	Sprawdzone przez	Zatwierdzone przez	Data	Data 10.06.2017	Skala
Automatyka i Robotyka WEAIiIB Grupa I			Chwytak typu P-(O-O-P)		
			CHWYTAK17.01	Wersja 1	Arkusz 2 / 2

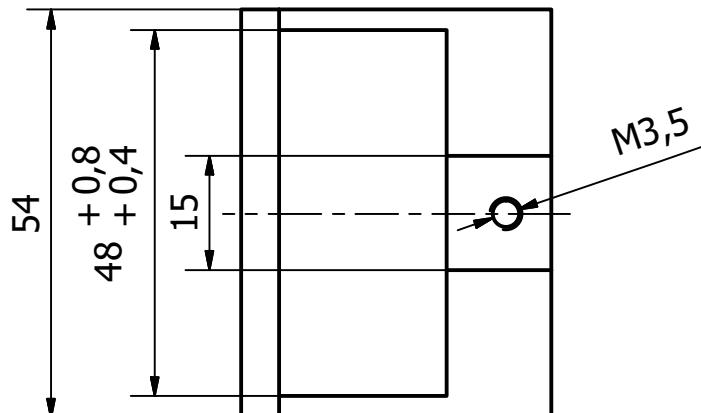
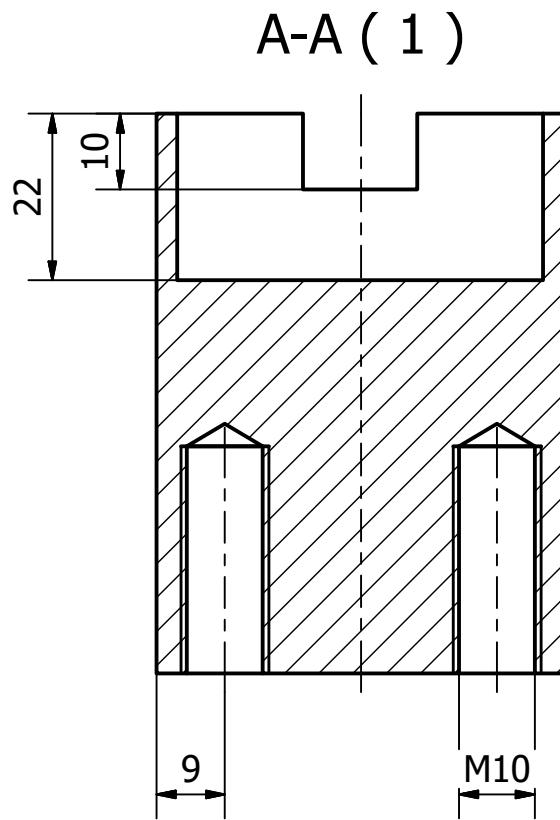
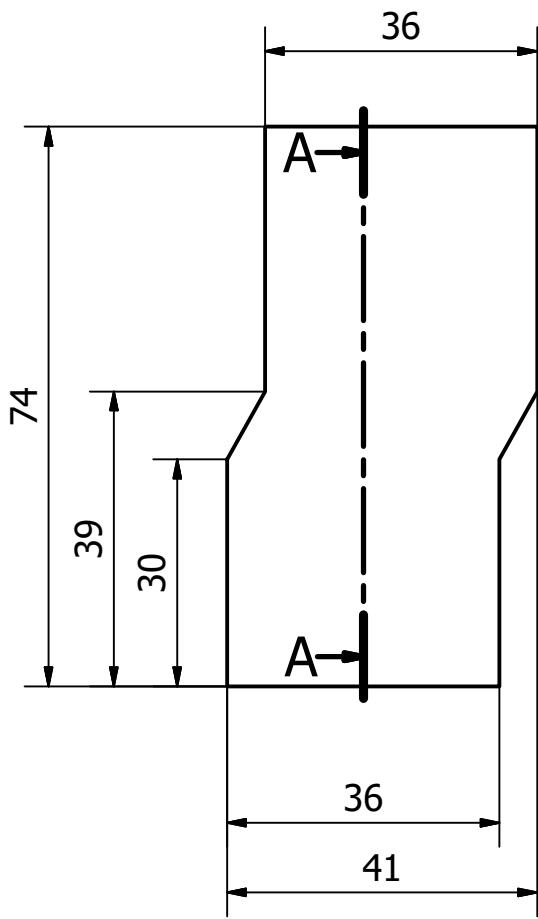
↑



Ostre krawędzie stępć

Ra 1,25 (✓)

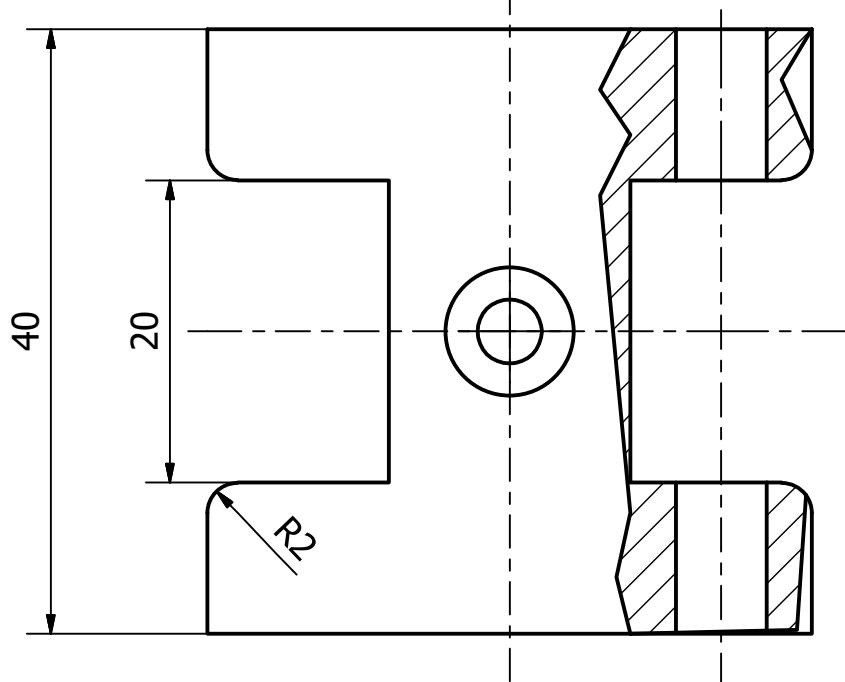
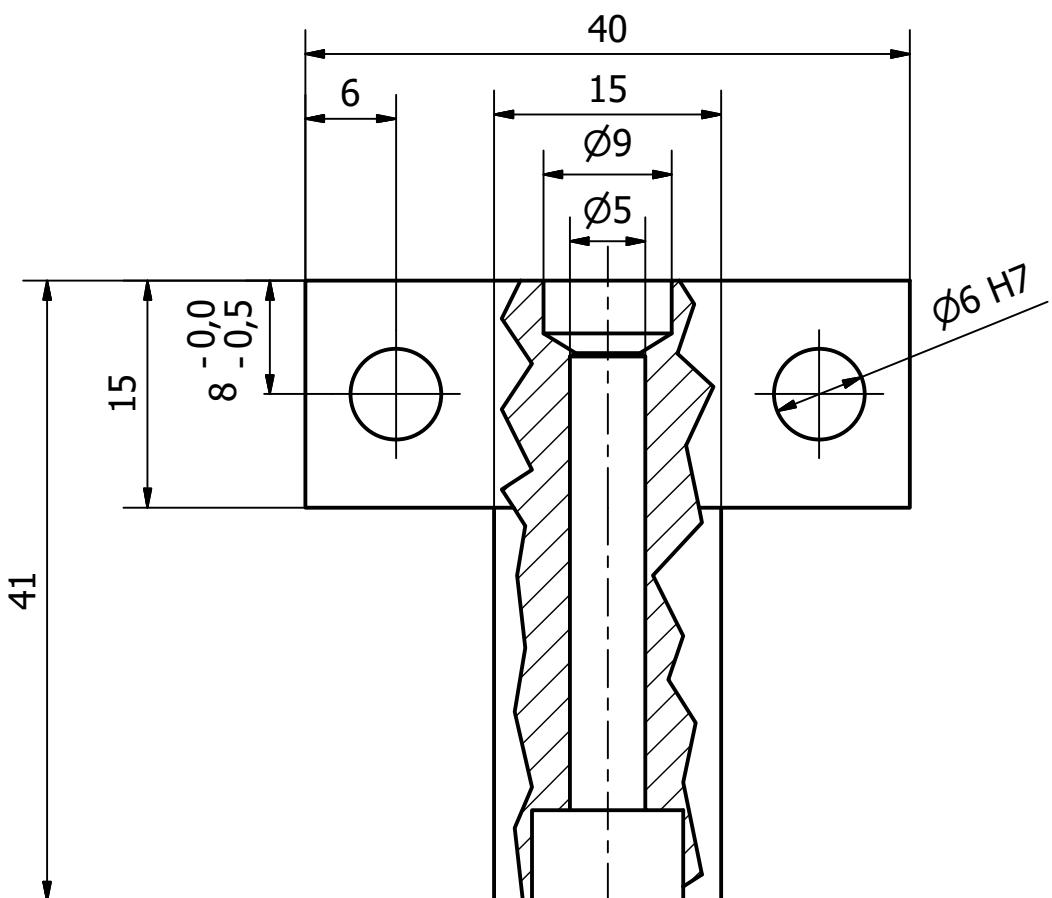
Zaprojektowane przez Maciej Aleksandrowicz	Sprawdzone przez	Zatwierdzone przez	Data	Data 10.06.2017	Skala 1
Automatyka i Robotyka WEAIIIB Grupa I			Kołnierz		
CHWYTAK17.02		Wersja 1		Arkusz 1 / 1	



Ostre krawędzie stępić

$Ra 1,25$  (✓)

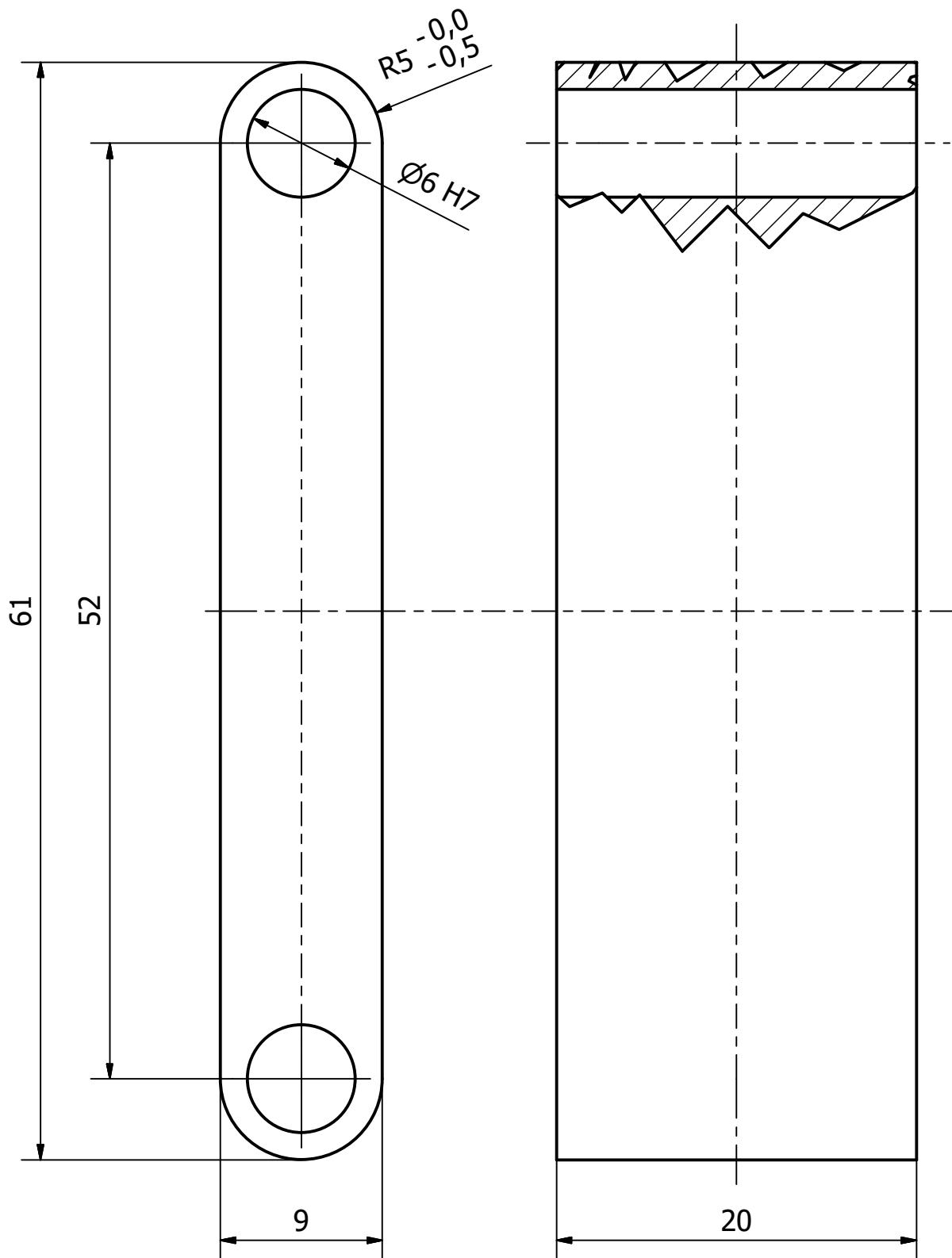
Zaprojektowane przez Maciej Aleksandrowicz	Sprawdzone przez	Zatwierdzone przez	Data	Data 10.06.2017	Skala 1
Automatyka i Robotyka WEAIIIB Grupa I			Podpora		
CHWYTAK17.03		Wersja 1		Arkusz 1 / 1	



Ostre krawędzie stępić

✓ Ra 1,25 (✓)

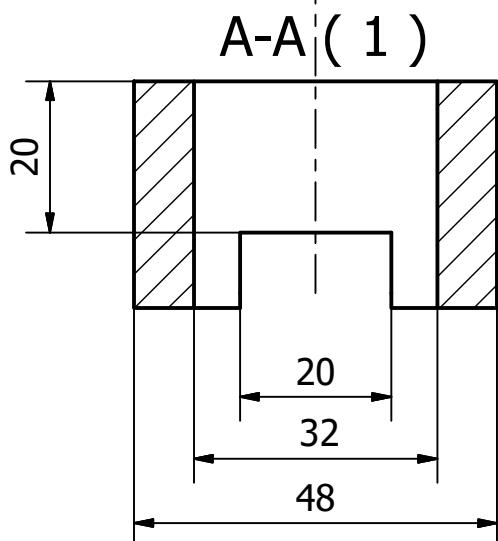
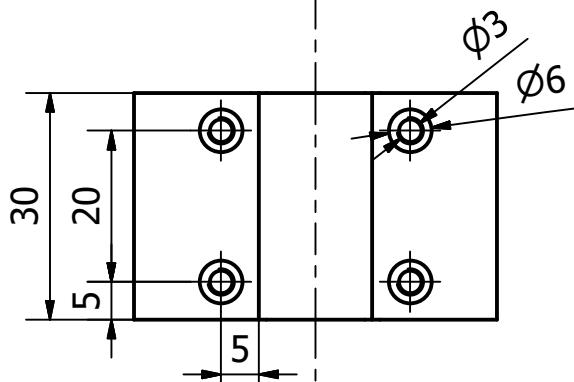
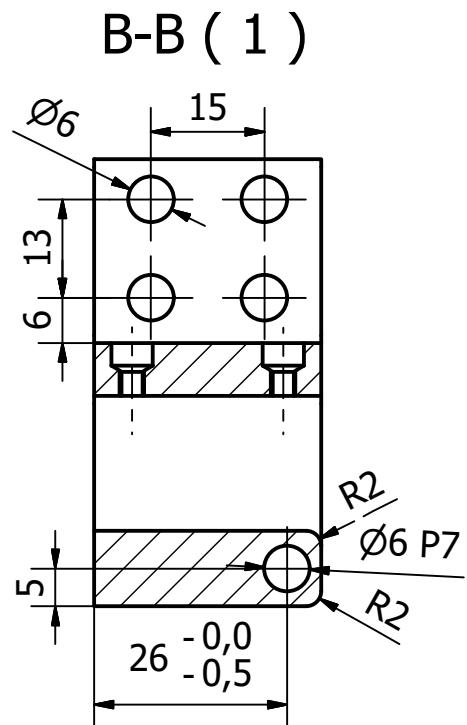
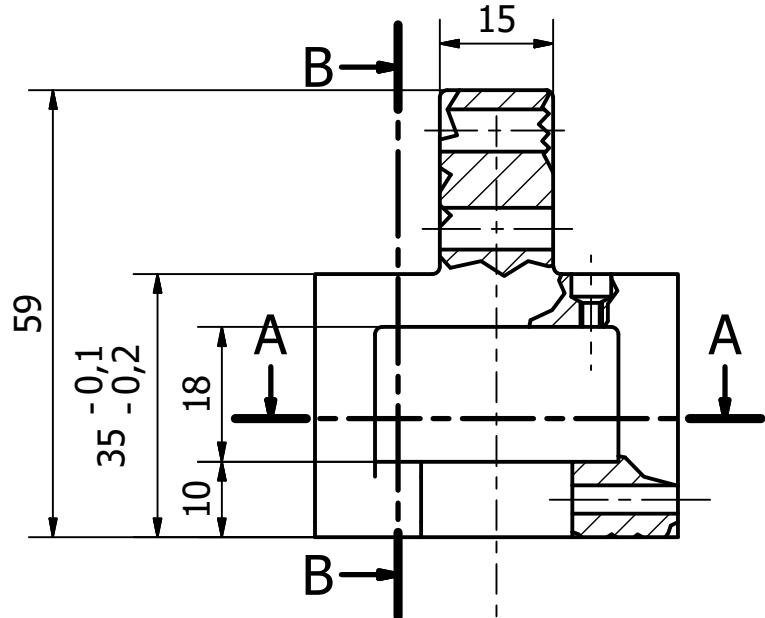
Zaprojektowane przez Maciej Aleksandrowicz	Sprawdzone przez	Zatwierdzone przez	Data	Data 10.06.2017	Skala 2
Automatyka i Robotyka WEAIIIB Grupa I			Belka na tłoczysko CHWYTAK17.04		
		Wersja 1		Arkusz 1 / 1	



Ostre krawędzie stępić

$\checkmark$  Ra 1,25  $(\checkmark)$

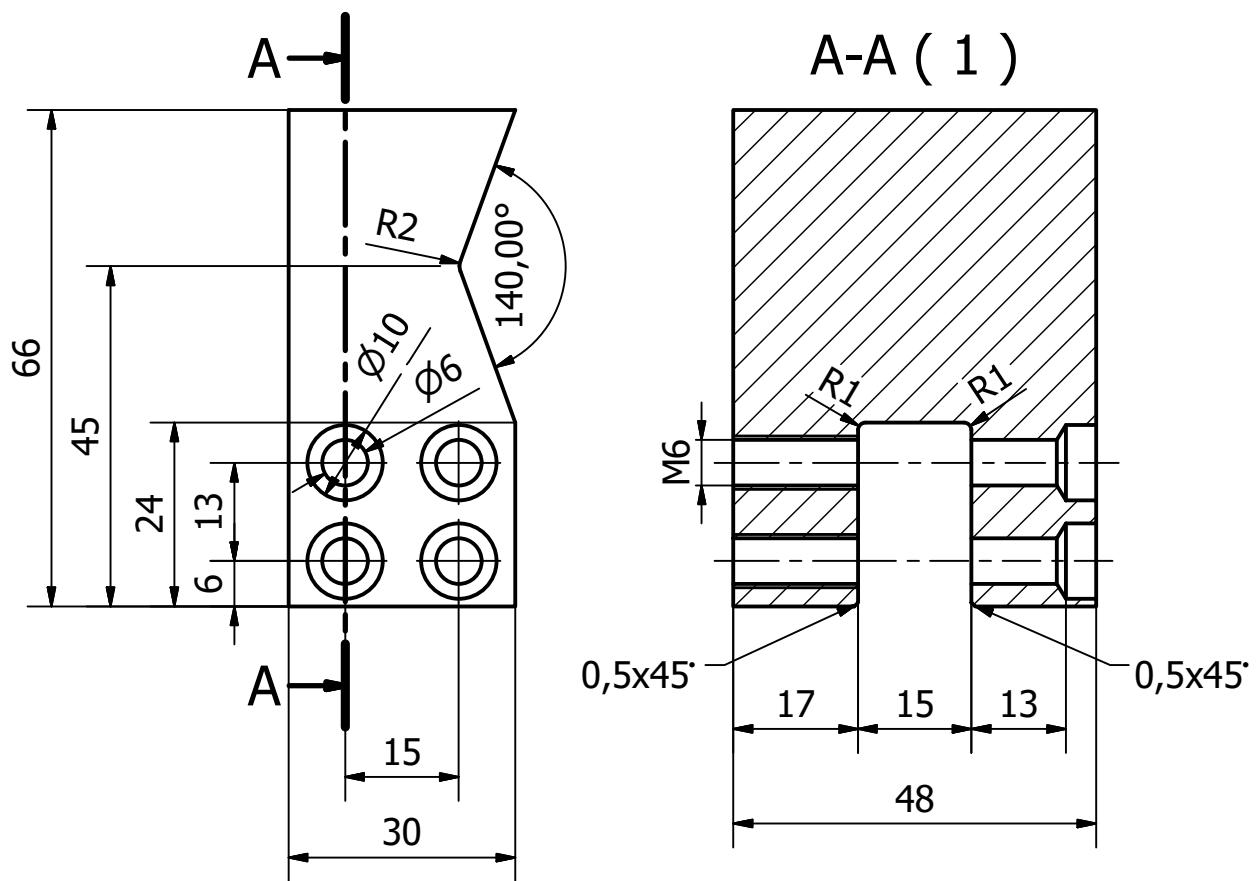
Zaprojektowane przez Maciej Aleksandrowicz	Sprawdzone przez	Zatwierdzone przez	Data	Data 10.06.2017	Skala 3
Automatyka i Robotyka WEAIIIB Grupa I		Cięgno			
CHWYTAK17.05		Wersja 1		Arkusz 1 / 1	



Ostre krawędzie stępić

$\checkmark$  Ra 1,25  $(\checkmark)$

Zaprojektowane przez Maciej Aleksandrowicz	Sprawdzone przez	Zatwierdzone przez	Data	Data 10.06.2017	Skala 1
Automatyka i Robotyka WEAIIIB Grupa I			Uchwyt prowadnicy		
			CHWYTAK17.06	Wersja 1	Arkusz 1 / 1

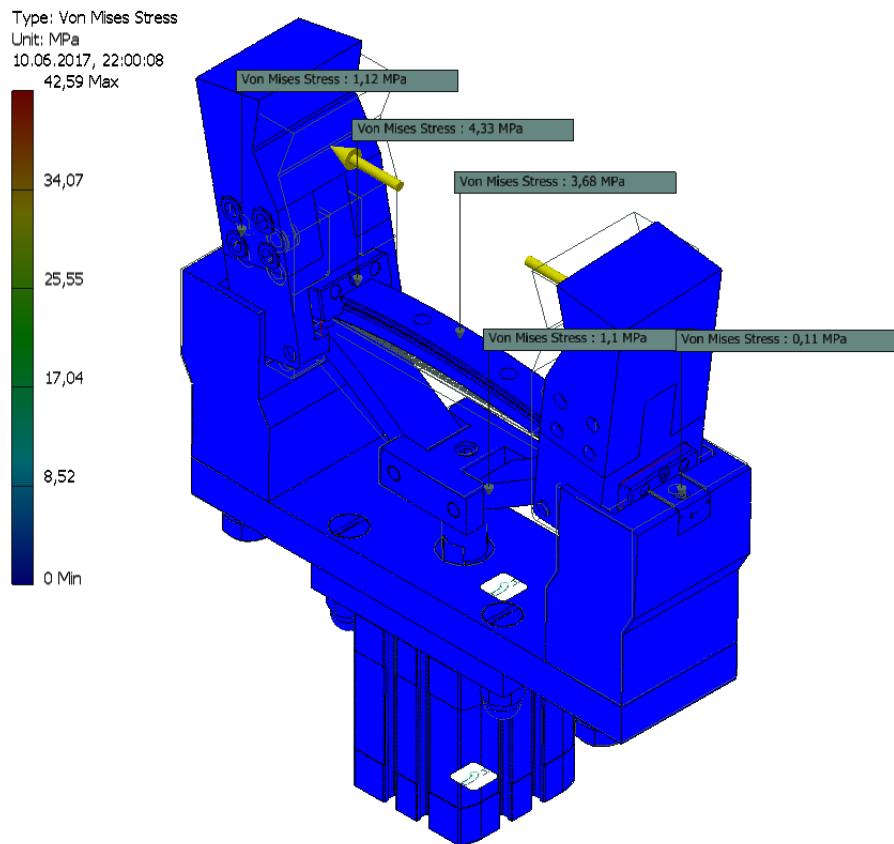


Ostre krawędzie stępić

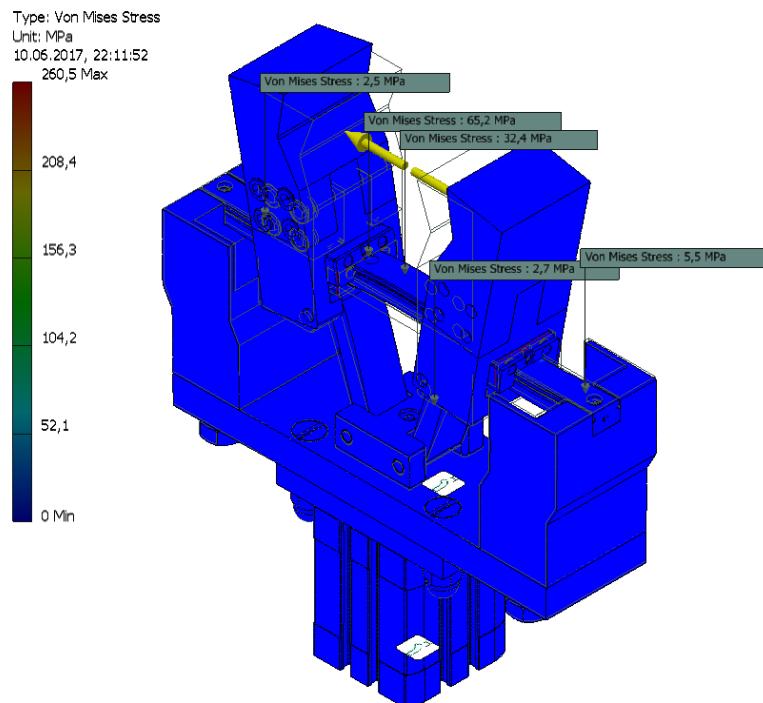
$\checkmark$  Ra 1,25  $(\checkmark)$

Zaprojektowane przez Maciej Aleksandrowicz	Sprawdzone przez	Zatwierdzone przez	Data	Data 10.06.2017	Skala 1
Automatyka i Robotyka WEAIIIB Grupa I			Ramię chwytyaka		
CHWYTAK17.07		Wersja 1		Arkusz 1 / 1	

## 5.6 Symulacja wytrzymałościowa



Rys. 23 Symulacja rozkładu naprężeń modelu chwytaka w pozycji rozwartej w programie Inventor.

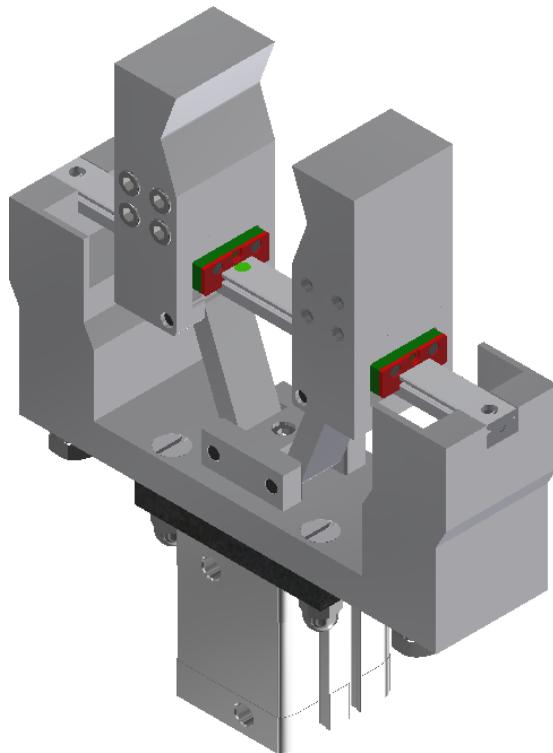


Rys. 24 Symulacja rozkładu naprężeń modelu chwytaka w pozycji zamkniętej w programie Inventor.

Symulacja wytrzymałościowa wykazała, że naprężenia występujące w najbardziej narażonych elementach konstrukcyjnych chwytaka są wielokrotnie niższe od ich maksymalnych dopuszczalnych wartości. Oznacza to, że konstrukcja wytrzyma pełen zakres obciążzeń, występujący w trakcie pracy mechanizmu.

## 6. Bibliografia

- <http://steels.pl/katalogPL.pdf>
- <http://home.agh.edu.pl/~kmtmipa/dydaktyka/automatyka/2/projekt2017.pdf>
- <https://www.zwcad.pl/wyszukiwanie-w-bazie-wiedzy/45-jak-to-zrobic-w-zwcad/140-wyznaczenie-wskaznikow-wytrzymalosci-na-zginanie-i-momentow-bezwladnosci.html>
- [https://www.hiwin.de/pl/Wyszukiwarka-produktow/Prowadnice\\_z\\_szyna\\_profilowa/Seria\\_MG\\_MG\\_O/Seria\\_MG/Wozek\\_MGN/21089](https://www.hiwin.de/pl/Wyszukiwarka-produktow/Prowadnice_z_szyna_profilowa/Seria_MG_MG_O/Seria_MG/Wozek_MGN/21089)
- [https://www.festo.com/cat/pl\\_pl/products](https://www.festo.com/cat/pl_pl/products)



Rys. 25 Widok aksonometryczny modelu chwytaka w programie Inventor.