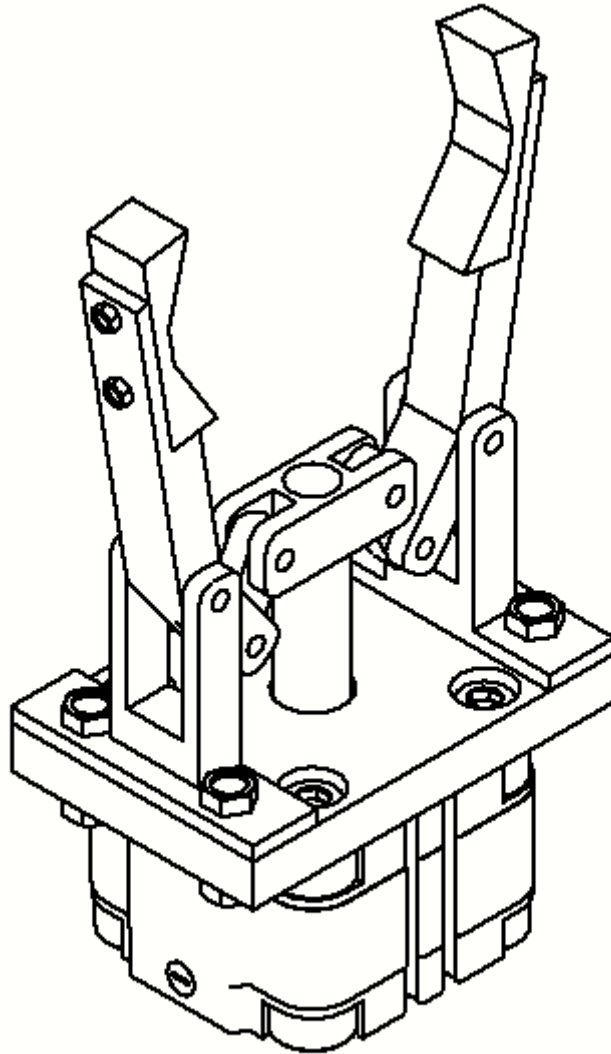


# Projekt chwytaka



**Dorota Dydo-Rożniecka**

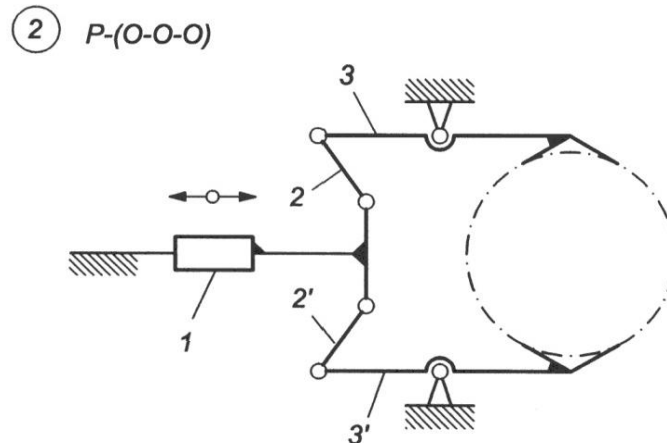
Wydział Elektroniki, Automatyki, Informatyki i Inżynierii Biomedycznej

Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

2016/2017

## I. Ogólne zasady zaprojektowanego chwytaka:

- urządzenie zostało zaprojektowane na podstawie schematu z Rys. 1.
- obiektem transportowym są wałki ustawione w pozycji pionowej o zakresie średnic  $d = 39 \div 60 \text{ mm}$  i długości  $l = 100 \div 230 \text{ mm}$ .
- urządzenie ma za zadanie uchwycić przedmiot w pozycji początkowej, utrzymać je podczas zmiany położenia oraz pozostawić go w miejscu końcowym



Rys. 1. Schemat kinematyczny chwytaka

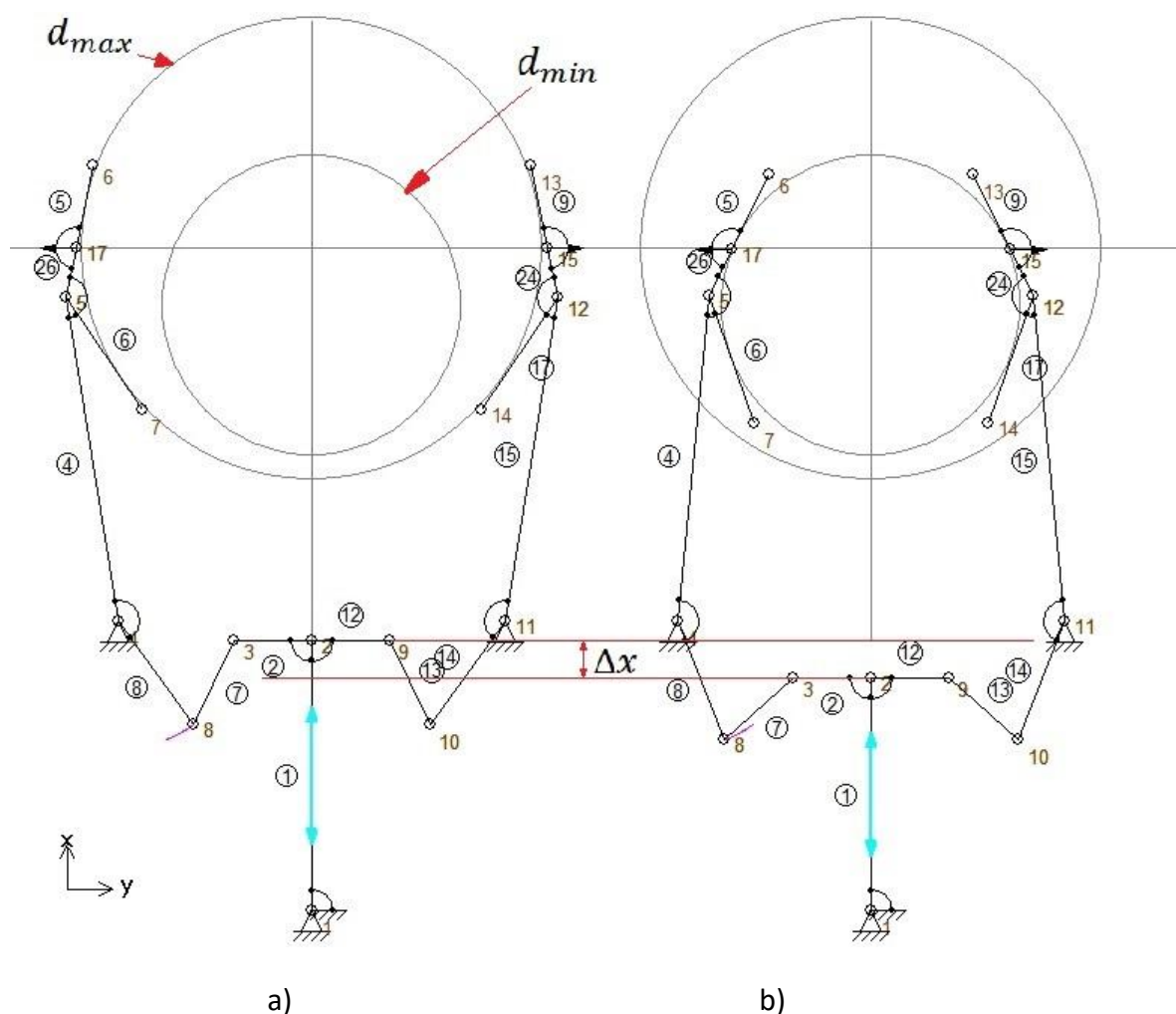
## II. Obliczanie ruchliwości chwytaka

$$w = 3n - \sum_{i=4}^5 (i - 3) \cdot p_i = 3n - p_4 - 2p_5$$

$$n = 5; \quad p_5 = 7; \quad p_4 = 0;$$

Po podstawieniu do wzoru otrzymujemy ruchliwość mechanizmu  $w = 1$ . Oznacza to, że do napędzania mechanizmu wystarczy użyć jednego członu napędzającego.

### III. Modelowanie schematu kinematycznego, przyjmowanie wymiarów oraz skoku członu napędowego



**Rys. 2.** Model chwytaka w programie SAM. Dwa skrajne położenia przy przyjętym skoku członu napędzającego  $\Delta x = 10 \text{ mm}$  a) dla maksymalnego rozwarcia szczęk  $d_{max} = 60 \text{ mm}$ ; b) dla minimalnego rozwarcia szczęk  $d_{min} = 39 \text{ mm}$ .

### IV. Wyznaczanie koniecznej siły chwytu do podniesienia wałków o przyjętych wymiarach.

Maksymalny ciężar przedmiotu stalowego przedmiotu obliczono ze wzoru:

$$Q_a = \frac{\pi d_{max}^2 l}{4} \rho g \approx 22,35 \text{ N}$$

Gdzie:

$l = 100\text{mm}$  - maksymalna długość przedmiotu o maksymalnej średnicy  $d_{max} = 60\text{mm}$ ;

$\rho = 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  - przybliżona gęstość stali;

$g \approx 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  - przyspieszenie ziemskie;

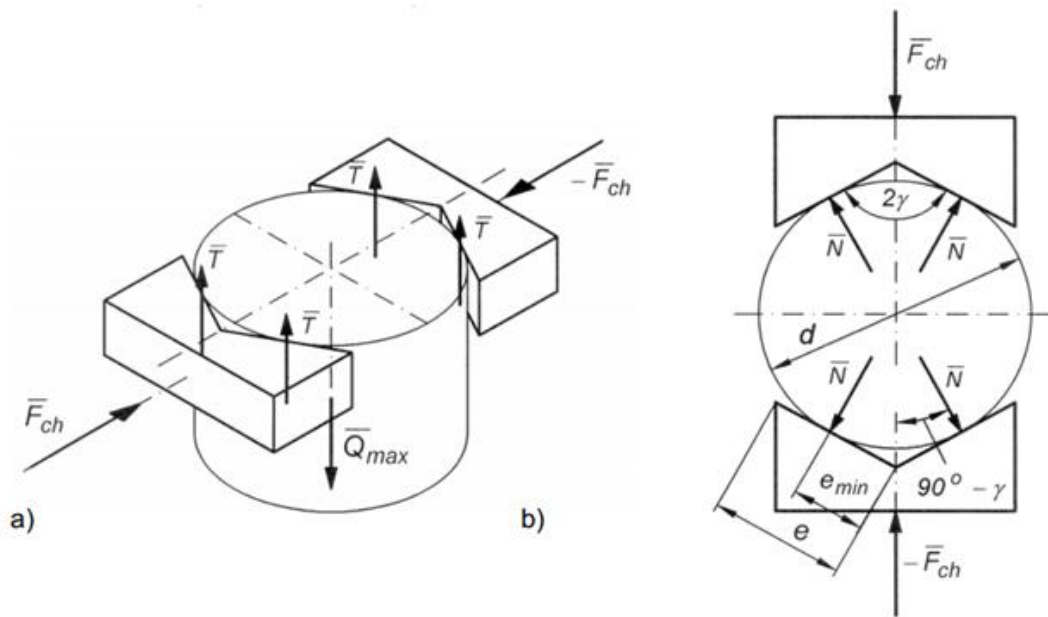
Siłę potrzebną do uchwytu przedmiotu o ciężarze  $Q_a$  obliczono w następujący sposób, korzystając z danych:

$\mu = 0,1$  - współczynnik tarcia wstępującego między szczękami i przedmiotem stalowym

$n = 2$  - współczynnik przeciążenia chwytaka wynikający z uwzględnienia siły bezwładności przy przenoszeniu przedmiotu z pewnym przyspieszeniem (zakładamy maksymalne przyspieszenie przy przenoszeniu równe przyspieszeniu ziemskiemu)

$2\gamma = 134^\circ$  - kąt rozwarcia szczęk chwytaka, dane odczytane z programu SAM.

Pozycję transportowania przedmiotu ilustruje Rys. 3.



**Rys. 3.** Zobrazowanie sił działających na chwytak podczas chwytania przedmiotu: a) rozkład sił tarcia; b) rozkład sił normalnych.

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

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

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

Aby prawidłowo uchwycić przedmiot musi być spełniony warunek:

$$4T = \frac{2F_{ch}\mu}{\sin \gamma} \geq Qn$$

Stąd wyznaczamy warunek na siłę chwytu:

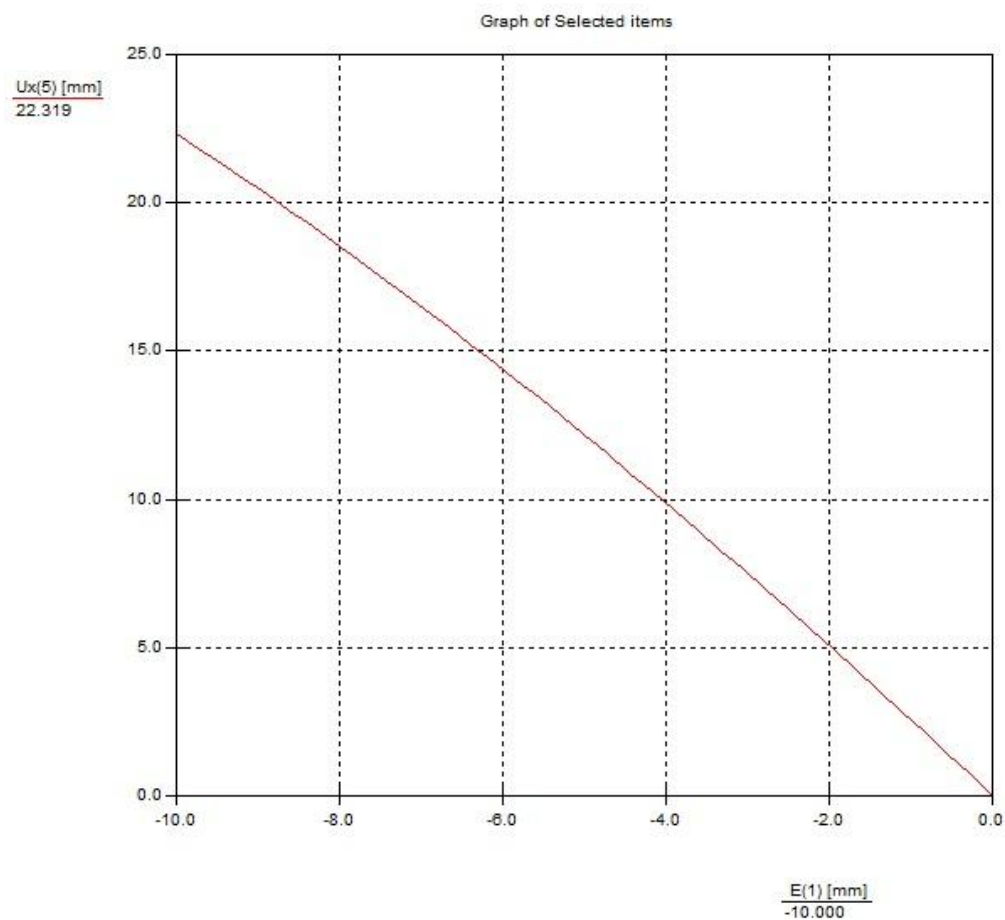
$$F_{ch} \geq \frac{Q \cdot n \sin \gamma}{2\mu}$$

Dla pozycji początkowej a) warunek wygląda następująco:

$$F_{ach} \geq \frac{Q_a \cdot n \sin \gamma}{2\mu}$$

$$F_{ach} \geq \frac{22,35 \text{ N} \cdot 2 \cdot \sin 67^\circ}{2 \cdot 0,1} \approx 206 \text{ N}$$

## V. Charakterystyka przemieszczeniowa $y = f_p(x)$

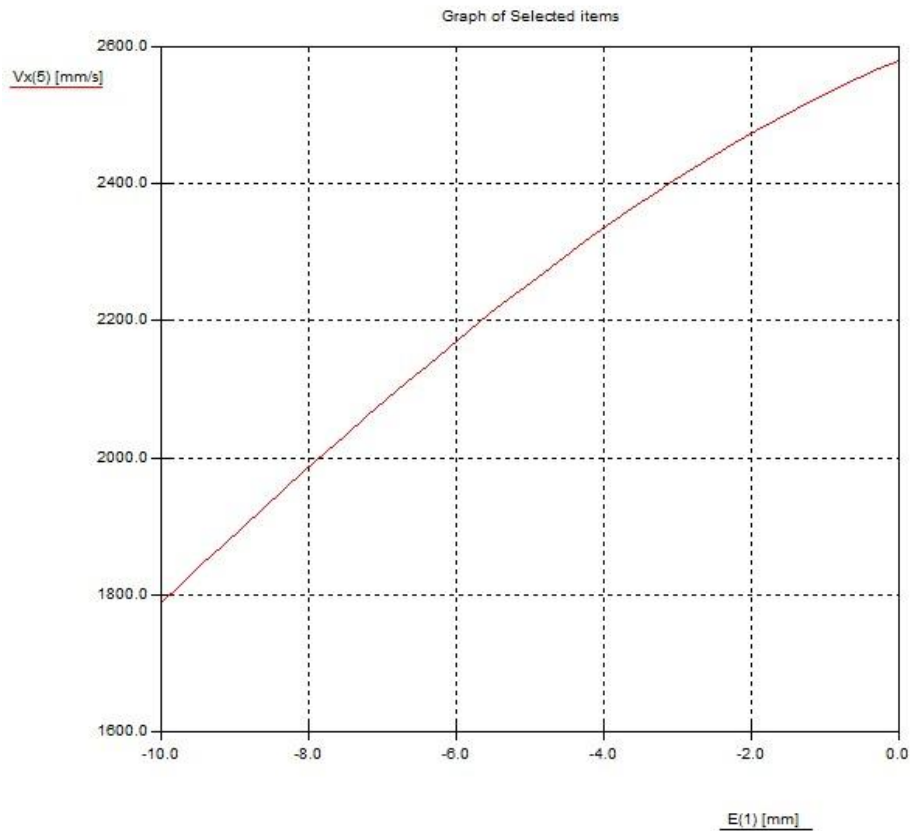


**Wykres 1.** Charakterystyka przemieszczeniowa wykonana w programie SAM, na podstawie punktu nr 5 w kierunku osi Y (**Rys. 2**).

$$y_{max} = f_p(x_{max}) = 22,319 \text{ mm}$$

## VI. Charakterystyka prędkościowa chwytaka $f_v(x) = \frac{\dot{y}}{x}$

W przypadku przyjęcia prędkości członu napędzającego  $v = 1 \frac{m}{s}$  otrzymano w programie SAM wykres:  $f_v(x) = \dot{y}(x)$



**Wykres 2.** Charakterystyka prędkościowa chwytaka  $f_v(x) = \dot{y}$

Odczytane wartości prędkości maksymalnej i minimalnej:

$$f_{v \max}(x) = \dot{y}_{\max} = 25,73 \frac{mm}{s},$$

$$f_{v \min}(x) = \dot{y}_{\min} = 17,88 \frac{mm}{s}$$

## VII. Charakterystyka siłowa chwytaka

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

Gdzie:

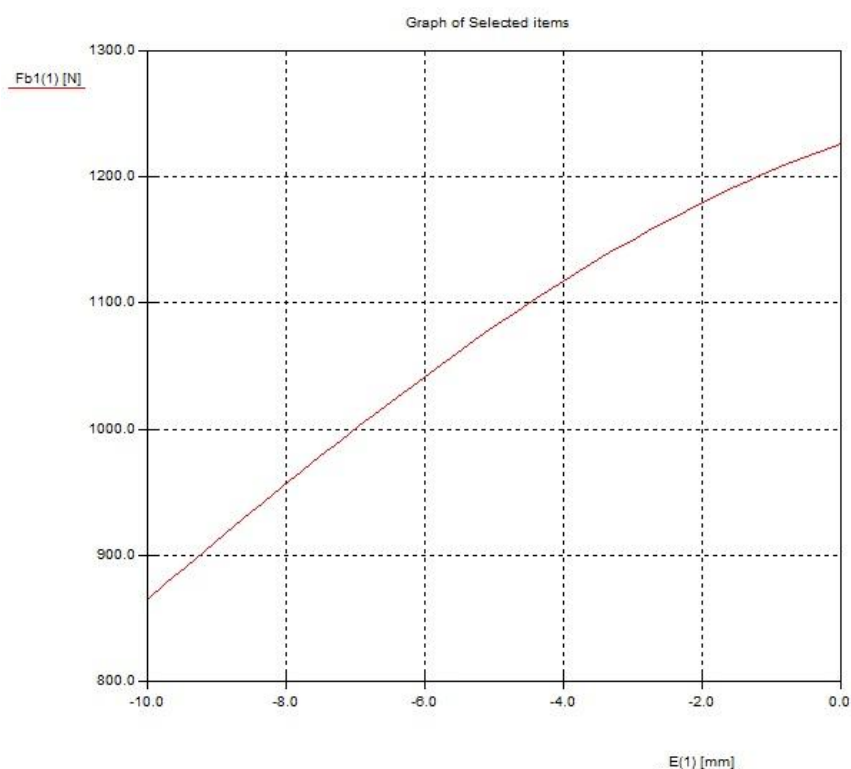
$F_s$  – siła na wyjściu siłownik napędzającego chwytak,

$F_{ch}$  – siła chwytu,

$f_F(x)$  – przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka.

Zamiast wyznaczenia charakterystyki siłowej wyznaczono charakterystykę siły na siłowniku  $F_s(x)$  w programie SAM. Przy założeniu  $F_{ach} = 206\text{ N}$  otrzymano w programie SAM siłę na siłowniku, na podstawie której dobrano siłownik.

## VIII. Dobór siłownika



**Wykres 3.** Charakterystyka siły na siłowniku chwytaka.

Z wykresu odczytano w programie siłę maksymalną otrzymaną na członie napędzającym:

$$F_{s\max} = 1253\text{ N}$$

Średnicę tłoka siłownika wyznaczono

z wzoru:  $p = \frac{4 F_{s\max}}{\pi d_s^2}$ , stąd

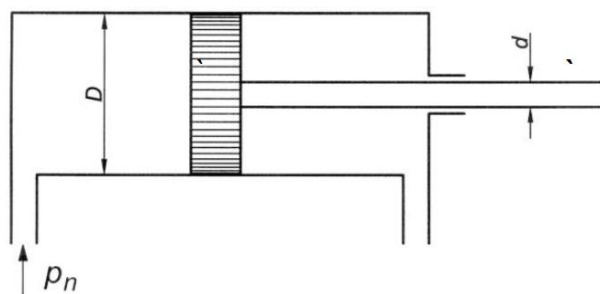
$$d_s = \sqrt{\frac{4 F_{s\max}}{\pi \cdot p}}$$

Gdzie:

$p = 0,6\text{ MPa}$  – ciśnienie używane w siłownikach

$F_{s\max} = 1253\text{ N}$  - siła maksymalna na siłowniku

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

$k = 1,2 \div 1,5$  – współczynnik przeciążenia (przyjęto 1,2)

Po podstawieniu otrzymano:

$$P_t \geq P_w = k \cdot F_{s \max} = 1,2 \cdot 1073 \text{ N} = 1503,6 \text{ N}$$

Do wzoru na  $d_s$  zamiast  $F_{s \max}$  użyto siły przemnożonej przez współczynnik przeciążenia  $P_w$ :

$$d_s = \sqrt{\frac{4P_w}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1503,6 \text{ N}}{\pi \cdot 6 \cdot 10^5 \text{ Pa}}} = 0,0565 \text{ m}$$

Na podstawie obliczeń dobrano za pomocą strony festo.pl siłownik **AEVULQZ-63-10-P-A** o średnicy tłoka  $D = 63 \text{ mm}$  i skoku  $s = 25 \text{ mm}$  oraz mocowanie kołnierzowe FUA-63 do przymocowania części chwytaka do siłownika.

### Siłownik kompaktowy AEVULQZ-63-10-P-A

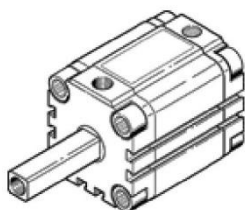
Numer części: 157148

Produkt wycofywany z produkcji

Typ wycofywany z produkcji. Dostępny do 2019. Alternatywne produkty patrz Support Portal.

z bezdotykową sygnalizacją położenia. Zabezpieczenie przed obrotem zapewnia kwadratowe tłoczysko.

FESTO

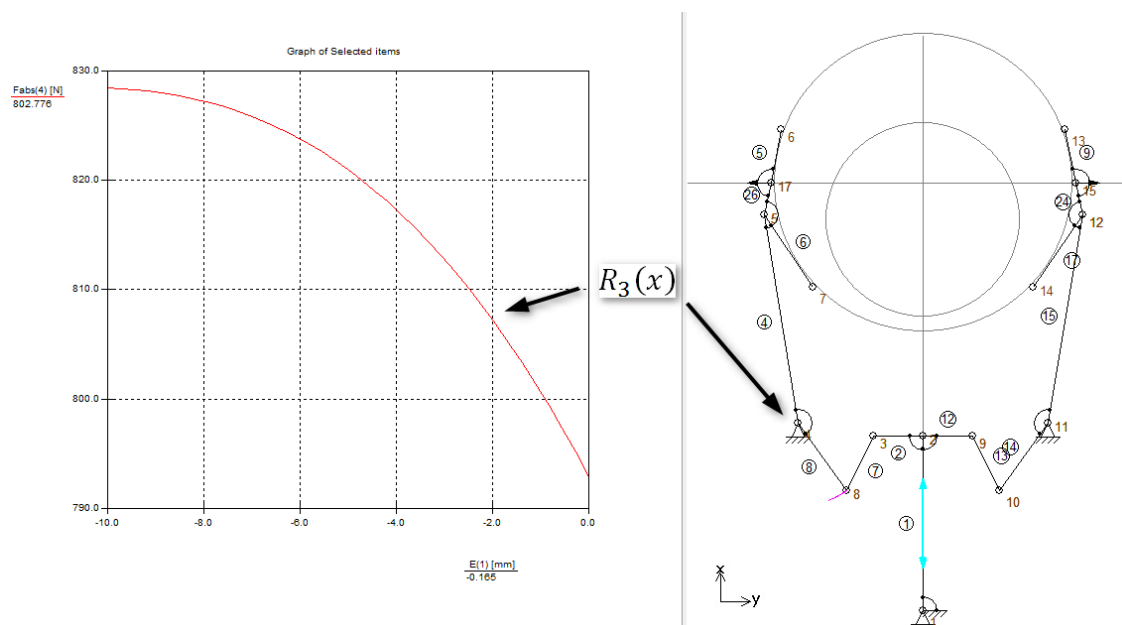


### Karta danych

Cecha	Wartość
Skok	10 mm
Średnica tłoka	63 mm
Amortyzacja	P: Elastyczne pierścienie / płytki amortyzacyjne z obu stron
Pozycja zabudowy	Dowolna
Tryb pracy	Jednostronnego działania Ciągnący
Zakończenie tłoczyska	Gwint wewnętrzny
Konstrukcja	Tłok Tłoczyskowy
Sygnalizacja położenia	Przy pomocy czujników
Warianty	Jednostronne tłoczysko
Zabezpieczenie przed obrotem/prowadzenie	Kwadratowe tłoczysko
Ciśnienie robocze	0.8 ... 10 bar
Medium robocze	Sprężone powietrze wg ISO8573-1:2010 [7:4:4]
Uwagi odnośnie medium roboczego	Możliwa praca na powietrzu olejonym (po rozpoczęciu olejenia 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	0.7 J
Siła teoretyczna przy 6 bar. wusu	1 679 N

## IX. Obliczanie sił przyłożonych do elementów konstrukcyjnych chwytaka

Na podstawie modeli wyznaczono w programie SAM siły wywołujące naprężenia w elementach konstrukcyjnych chwytaka.

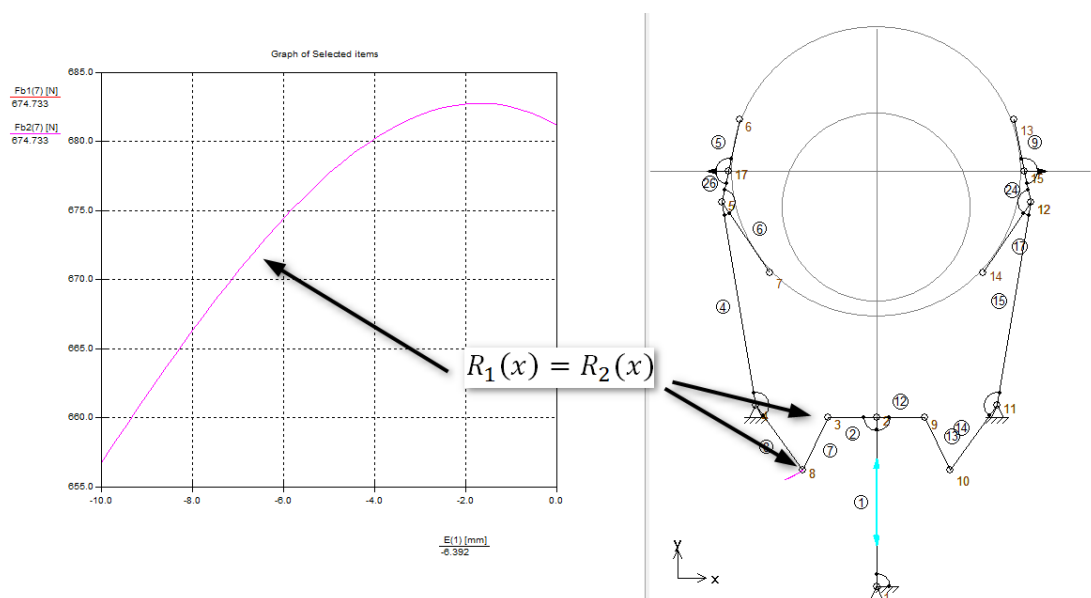


**Rys. 4.** Charakterystyka siły reakcji  $R_3(x)$  w przegubie chwytaka.

Z wykresu odczytano:

$R_{3\max}(x) \approx 828\text{ N}$  – w pozycji wąskiej (b);

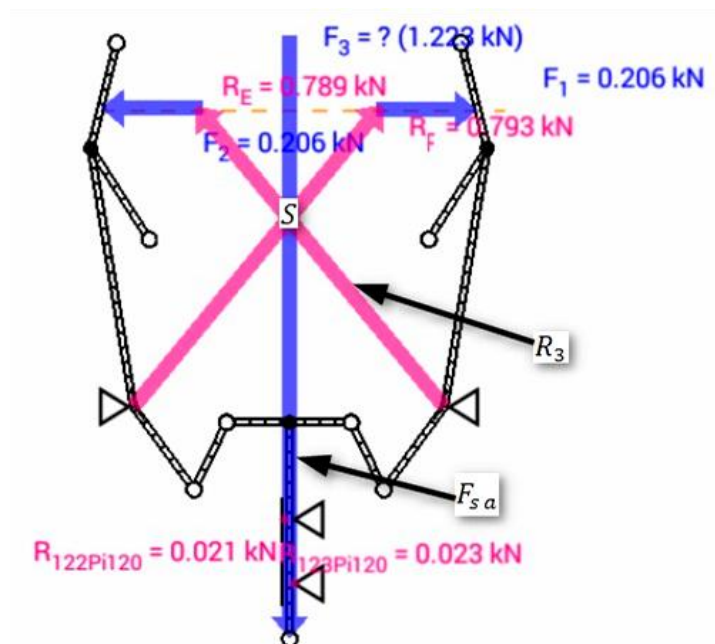
$R_{3\min}(x) \approx 793\text{ N}$  – w pozycji rozwartej (a).



**Rys. 5.** Charakterystyka siły reakcji  $R_1(x)$  w przegubie chwytaka.

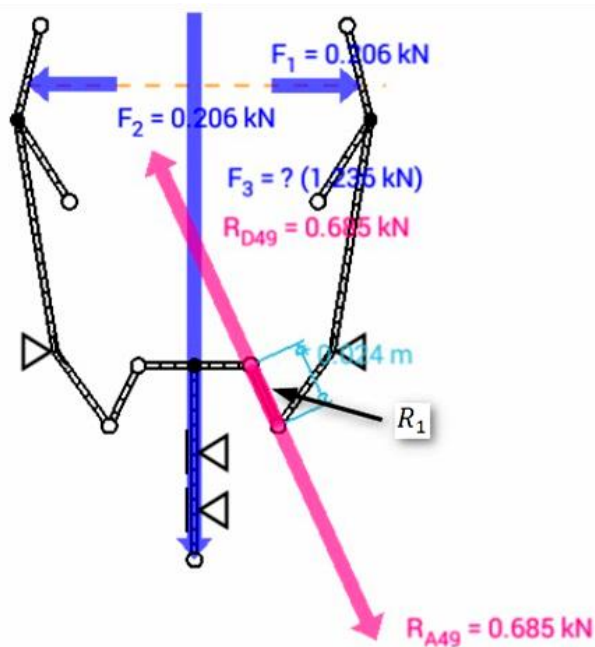
Z wykresu:  $R_{1\max}(x) = R_{2\max}(x) \approx 682\text{ N}$

W programie ForceEffect wykonano obliczenia sprawdzające dla chwytaka w pozycji rozwartej.



**Rys. 6.** Siły reakcji siły  $R_3(x)$ .

Do ramienia został przyłożony układ trzech sił  $R_3, R_2, F_{Sa}$ . Kierunki tych sił przecinają się w jednym punkcie  $S$ . Oznacza to, że zostało spełnione jedno z najważniejszych praw mechaniki.  
 $F_{Sa} = 1233 \text{ N}$       $R_3 = 793 \text{ N}$

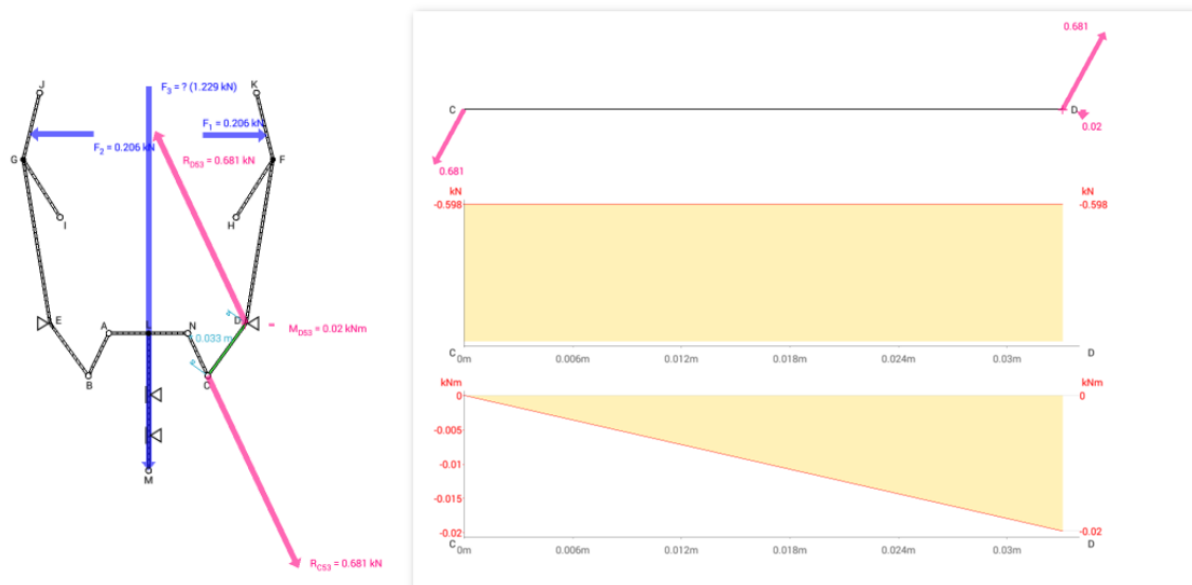


**Rys. 7.** Siły reakcji siły  $R_1(x) = R_2(x)$

$$R_1(x) = 685 \text{ N}$$

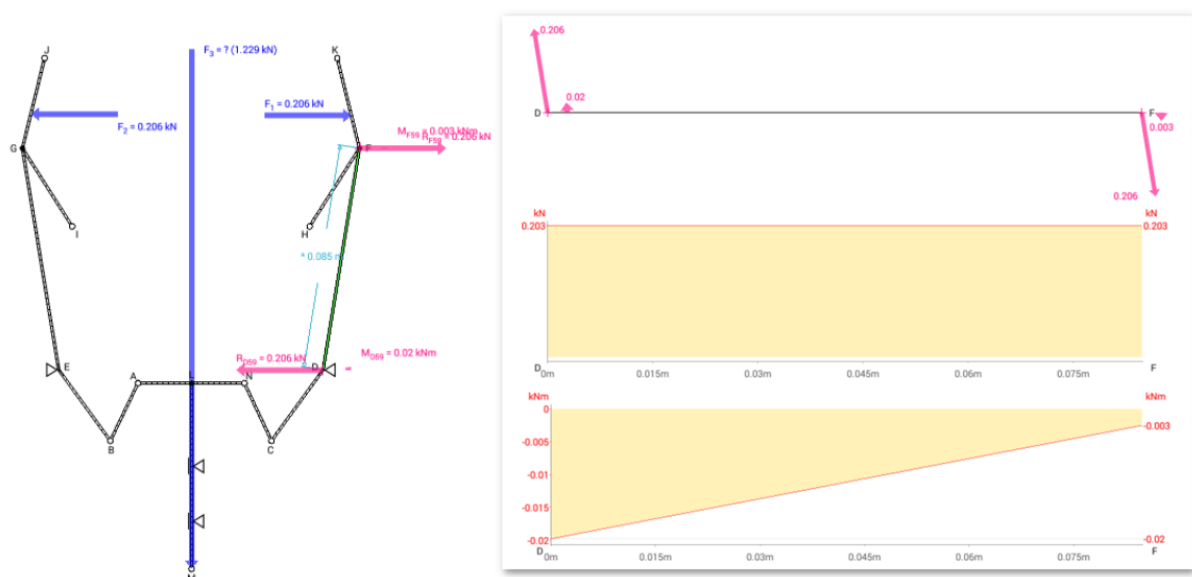
## X. Obliczenia wytrzymałościowe chwytaka.

### Element C-D



**Rys. 8.** Wykresy sił ścinających i momentów działających na odcinku CD, wygenerowane przy użyciu programu ForceEffect.

### Element D-F



**Rys. 9.** Wykresy sił ścinających i momentów działających na odcinku DF, wygenerowane przy użyciu programu ForceEffect.

Obliczenia wykonane przez program ForceEffect pokazują, że największy moment na ścinanie występuje w punkcie D.

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

- Pary obrotowe (przeguby) w mechanizmie chwytaka są zrealizowane jako połączenia sworzniove. Wszystkie sworznie posiadają średnicę  $\varnothing = 6 \text{ mm}$ .
- Na podstawie analizy sił (Rys 3, 4) wiadomo, że największe obciążenie występuje w sworzni łożyskowym dźwigni ramienia chwytaka i wynosi:  $R_3 = 793 \text{ N}$ .
- Wybrano sworznie ze **stali St5** o wytrzymałości na zginanie równej  $k_t = 85 \text{ MPa}$ . Warto zaznaczyć, że każdy sworzeń jest ścinany w dwóch płaszczyznach.

Warunek wytrzymałościowy sworznia:

$$\tau_{max} = \sigma_{\tau} \leq k_t$$

$$\tau_{max} = \sigma_{\tau} = \frac{R_{3 \max}}{2A} = \frac{4R_{3 \max}}{2\pi d^2} = \frac{2 \cdot 828 \text{ N}}{\pi(0,006\text{m})^2} \approx 15 \text{ MPa} \leq k_t = 85 \text{ MPa}$$

Gdzie:

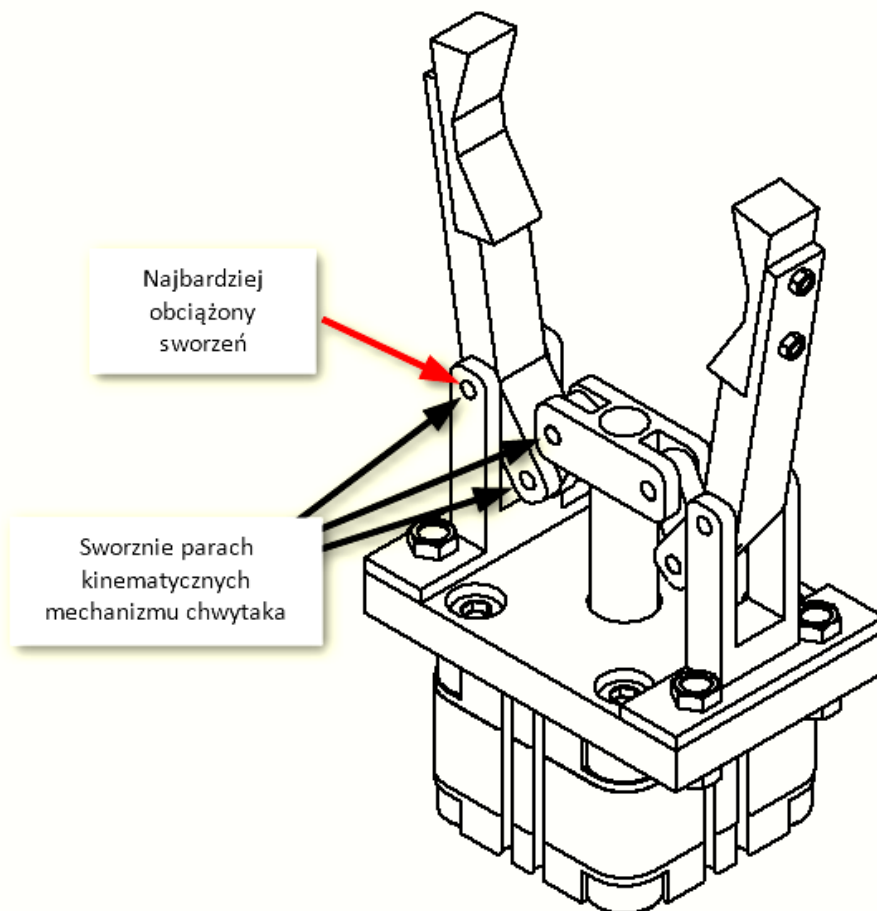
$\tau_{max} = \sigma_{\tau \max}$  - naprężenia ścinające;

$R_{3 \max}$  – maksymalna siła poprzeczna tnąca;

$A$  - przekrój poprzeczny;

$d$  - średnica sworznia;

$k_t$  - naprężenia dopuszczalne na ścinanie.

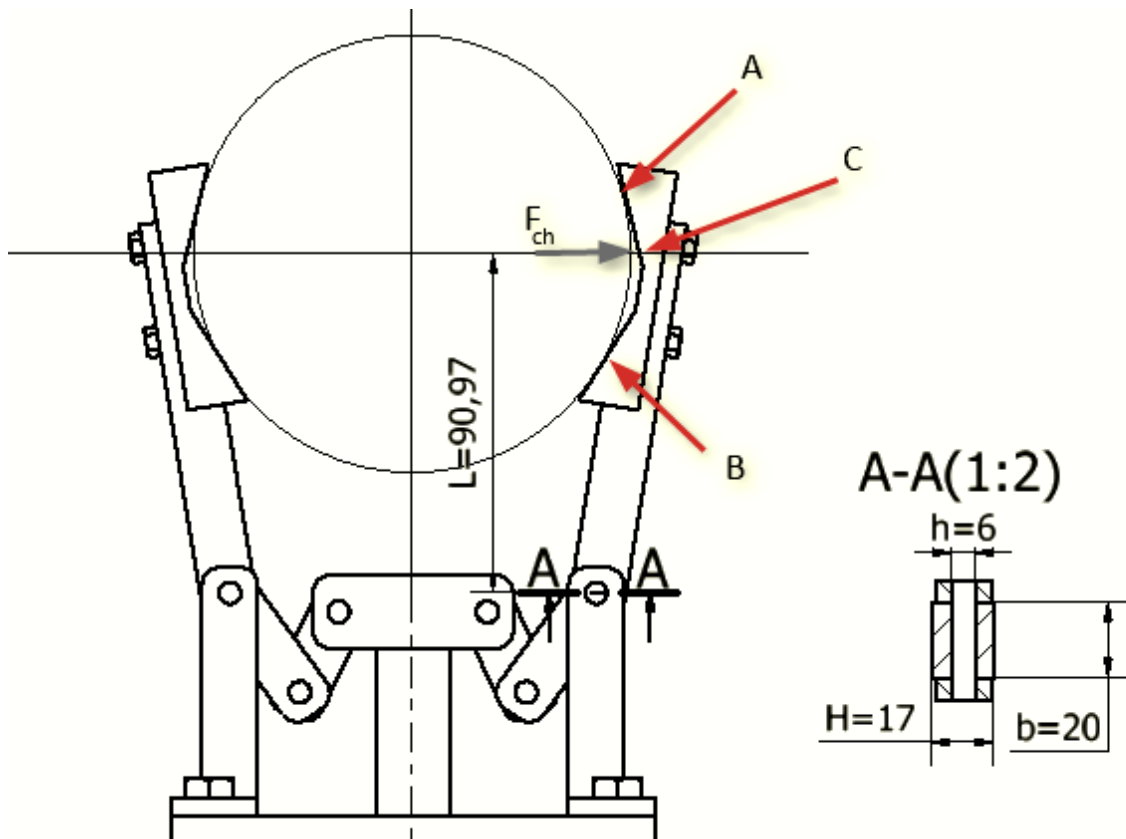


**Rys. 10.** Wskazanie sworzni w mechanizmie chwytaka.

### Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka

Do sprawdzenia warunku wytrzymałościowego ramię chwytaka potraktowano jako belkę podpartą w dwóch punktach (przegubach) i obciążoną na końcu siłą  $F_{ch}$ . Rozpatrzmy położenie chwytaka w **poz. a)(rys.2)**. W tym przypadku maksymalny moment gnący w ramieniu chwytaka występuje w przekroju A-A (rys. 7)

Moment gnący w przekroju A-A obliczymy ze wzoru:



**Rys.11.** Model obliczeniowy ramienia chwytaka na zginanie. A, B - rzeczywiste miejsca, C - teoretyczny punkt przyłożenia siły chwytu.

Warunek wytrzymałościowy na zginanie ramienia chwytaka:

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

Gdzie:

$M_{g \max}$  – moment gnący;

$W_g$  – wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie;

$k_g$  – wytrzymałość materiału na zginanie.

Jako materiał do wyrobu ramienia chwytaka wybrano stop aluminium PA6 (inne oznaczenia: AlCu4MgSi (A), EN AW-2017A) o wytrzymałości na zginanie  $k_g = 113 - 130 \text{ MPa}$ .

Wskaźnik przekroju belki z uwzględnieniem otworu na sworzeń obliczono ze wzoru:

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

$$W_g = \frac{0,02(0,017^3 - 0,006^3)}{6 \cdot 0,017} \approx 9,2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

Moment gnący wyliczono ze wzoru:  $M_{g \max} = F_{ch \max} \cdot L$

$$F_{ch \max} = 206 \text{ N}$$

$$L = 90,97 \text{ mm}$$

$$M_{g \max} \approx 18,7 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{g \max} = \frac{18,7}{9,2 \cdot 10^{-7}} \approx 20,4 \text{ MPa} < k_g$$

Powyższe obliczenia pokazują, że zaprojektowana konstrukcja chwytaka spełnia warunki wytrzymałościowe z dużym zapasem wytrzymałości. Oznacza to możliwość przenoszenia wałków o większej masie. Jest to możliwe dla wałków o mniejszej średnicy o odpowiednio większej długości.

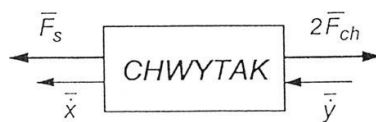
**Obliczanie maksymalnej możliwej siły uchwytu oraz maksymalnego ciężaru transportowanych przedmiotów.**

Bilans mocy przy pominięciu tarcia, sił ciężkości i bezwładności jego elementów:

$$N_{we} + N_{wy} = 0$$

Gdzie:  $N_{we} = \overline{F_s} \cdot \dot{\overline{x}}$ ,  $N_{wy} = 2\overline{F_{ch}} \cdot \dot{\overline{y}}$

$$\overline{F_s} \cdot \dot{\overline{x}} + 2\overline{F_{ch}} \cdot \dot{\overline{y}} = 0, \text{ stąd } \overline{F_s} \cdot \dot{\overline{x}} - 2\overline{F_{ch}} \cdot \dot{\overline{y}} = 0$$



**Rys. 12.** Model chwytaka do wyznaczenia bilansu mocy chwilowych.

Na podstawie ostatniego wzoru oraz skorzystaniu z charakterystyki prędkościowej wyznaczono charakterystykę siłową.

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

Z Wykresu 3. za konieczną siłę siłownika napędowego przyjmujemy:  $F_{s \max} = 1253 \text{ N}$ .

Kolejne obliczenia przeprowadzono dla pozycji chwytaka przy minimalnym rozwarciu szczęk (poz. b) rys. 2.).

$$F_{b\ ch} = F_s \frac{\dot{x}}{2\dot{y}}$$

Dla  $\dot{x} = 1 \frac{m}{s}$ ,  $\dot{y}_{min} \approx 1,8 \frac{m}{s}$  (z Wykresu 2.)

$$F_{b\ ch} = F_s \frac{\dot{x}}{2\dot{y}} = 1253 \frac{1}{2 \cdot 1,8} \approx 348\ N$$

$$M_{g\ b} = F_{b\ ch} \cdot L_b = 348 \cdot 0,084 \approx 29,2\ Nm$$

$L_b = 0,084\ m$  –ramię zginania odczytano z programu SAM, dla pozycji b) z Rys. 2.

$$\sigma_{g\ max} = \frac{29,2}{9,2 \cdot 10^{-7}} \approx 31,7\ MPa < k_g$$

Można zauważyć, że również w tym przypadku naprężenia zginające ramię chwytaka są mniejsze od dopuszczalnych.

Obliczono maksymalny ciężar jaki można uchwycić za pomocą dobranego siłownika w pozycji b) z Rys. 2.

$$Q_{b\ max} = \frac{2F_{b\ ch}\mu}{n \sin\gamma} = \frac{2 \cdot 348 \cdot 0,1}{2 \sin 67^\circ} = 37,8\ N$$

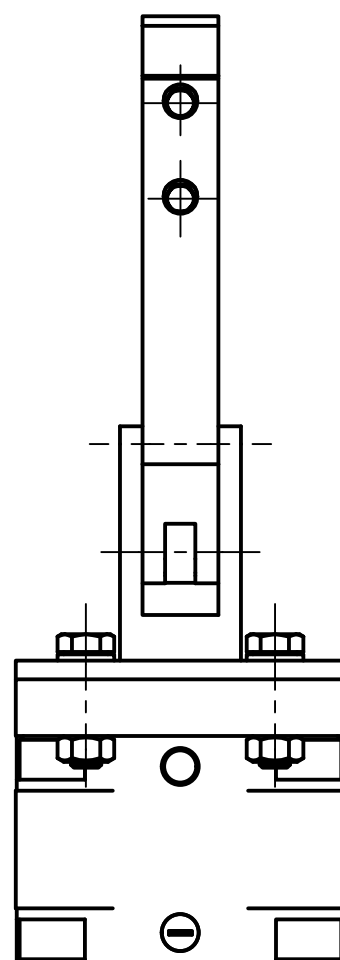
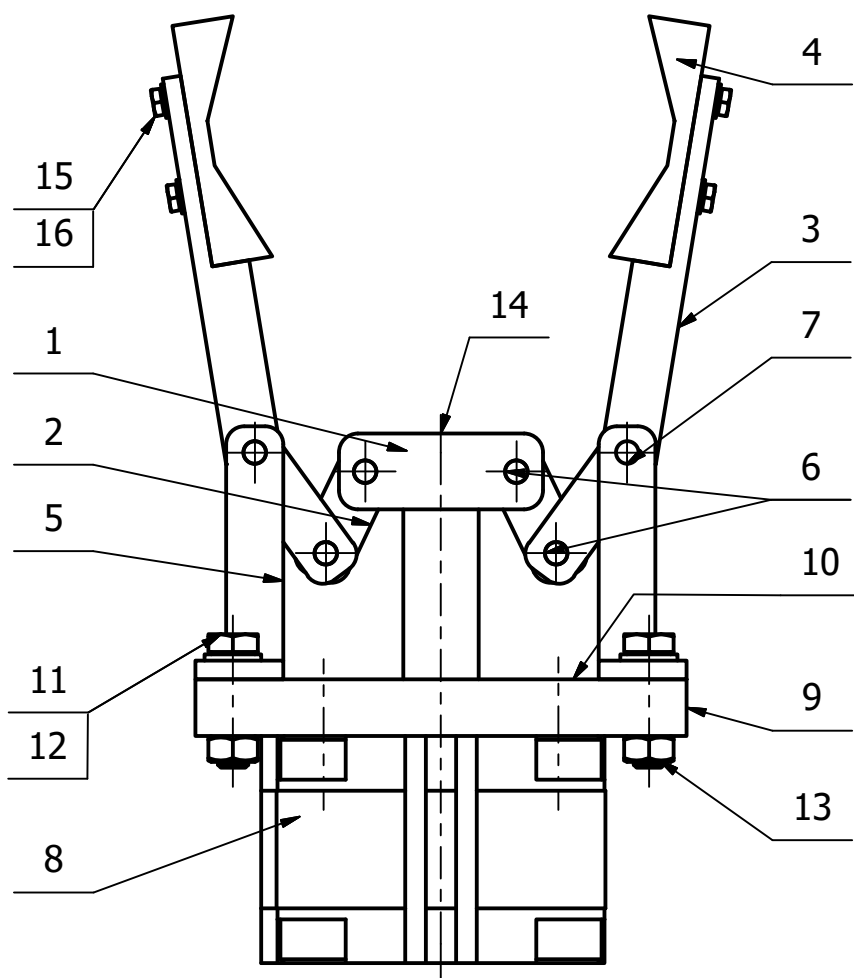
Wówczas dla wałka o średnicy  $d_{min} = 39\ mm$  maksymalna długość wynosi:

$$Q_a = \frac{\pi d_{max}^2 l}{4} \rho g$$

$$l_b = \frac{4 Q_{b\ max}}{\pi d_{min}^2 \rho g} = \frac{4 \cdot 37,8}{\pi \cdot 0,039^2 \cdot 7900 \cdot 10} = 0,401\ m = 401\ mm$$

## **XI. Projekt konstrukcyjny chwytaka P(O-O-O)**



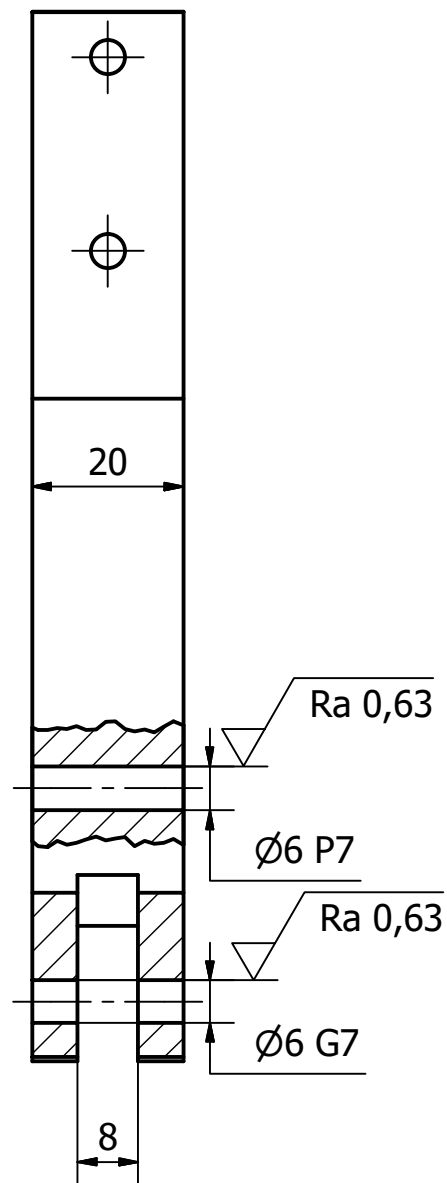
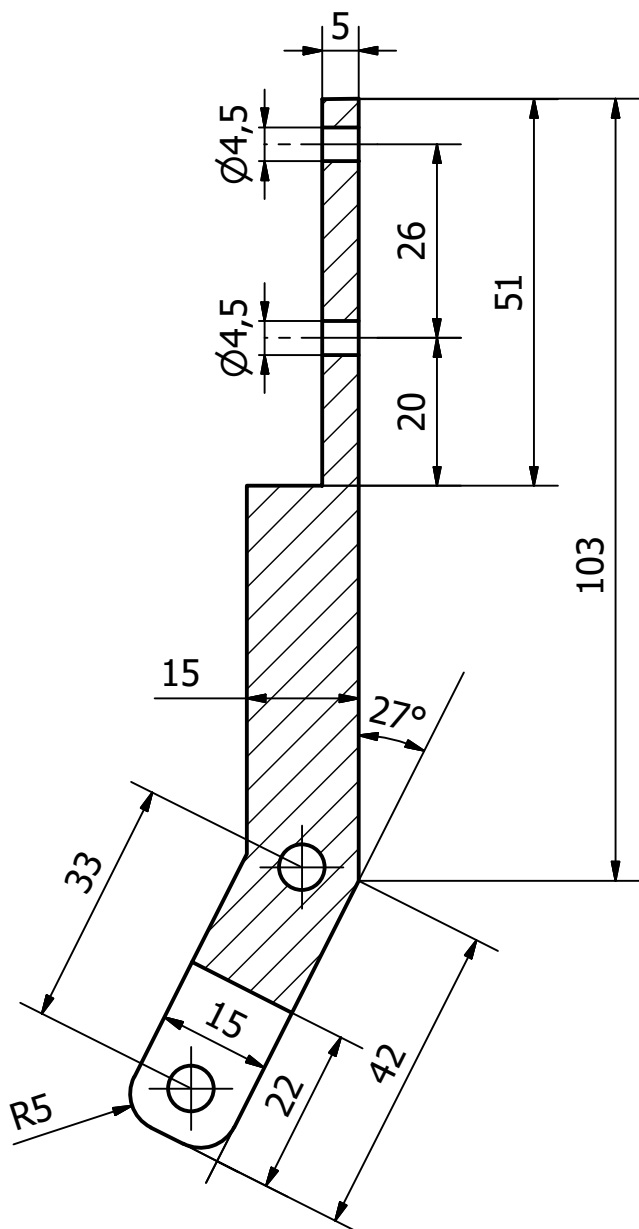


Zaprojektowany przez D. Dydo-Różniecka	Sprawdzony przez	Zatwierdzony przez	Data	Data 03.06.2017	
WEAIIIB AGH			Chwytnik nr 2 typu P(O-O-O)		
			CH.01	Wydanie	Arkusz 1 / 2

16.	Podkładka 4,3	4	DIN 125 1-A		
15.	Śruba M4x8	4	DIN EN 24017		
14.	Śruba M6x20	1	DIN EN ISO 4762		
13.	Podkładka 8,4	4	DIN 433-1A		
12.	Nakrętka M8	4	DIN 28673		
11.	Śruba M8x30	4	DIN EN 24017		
10.	Śruba M10x30	4	DIN-6912		
9.	Kołnierz mocujący FUA-63	1	festo.pl		
8.	Siłownik AEVULQZ-63-10-P-A	1	festo.pl		
7.	Sworzeń 2	2	CH.01.07	St5	
6.	Sworzeń 1	4	CH.01.06	St5	
5.	Wspornik	2	CH.01.05	PA6	
4.	Szczeka	2	CH.01.04	PA6	
3.	Ramię chwytaka	2	CH.01.03	PA6	
2.	Cięgno	2	CH.01.02	PA6	
1.	Przedłużenie tłoczyska z belką	1	CH.01.01	PA6	
Lp.	Nazwa przedmiotu	Licz. szt.	Nr normy rysunku	Materiał	Uwagi

Lista części

Zaprojektowany przez D. Dydo-Różniecka	Sprawdzony przez	Zatwierdzony przez	Data		Data 03.06.2017	
WEAIIIB AGH			Chwytek nr 2 typu P(O-O-O)			
			CH.01	Wydanie	Arkusz 2 / 2	



Ostre krawędzie frezować 1x45°

Ra 1,25 (✓)

Zaprojektowany przez D. Dydo-Różniecka	Sprawdzony przez	Zatwierdzony przez	Data	Data 05.06.2017	
WEAIIB AGH			Ramię chwytaka		
CH-03			Wydanie	Arkusz 1 / 1	