

# Projekt chwytaka

Antoni Krempa  
2023r

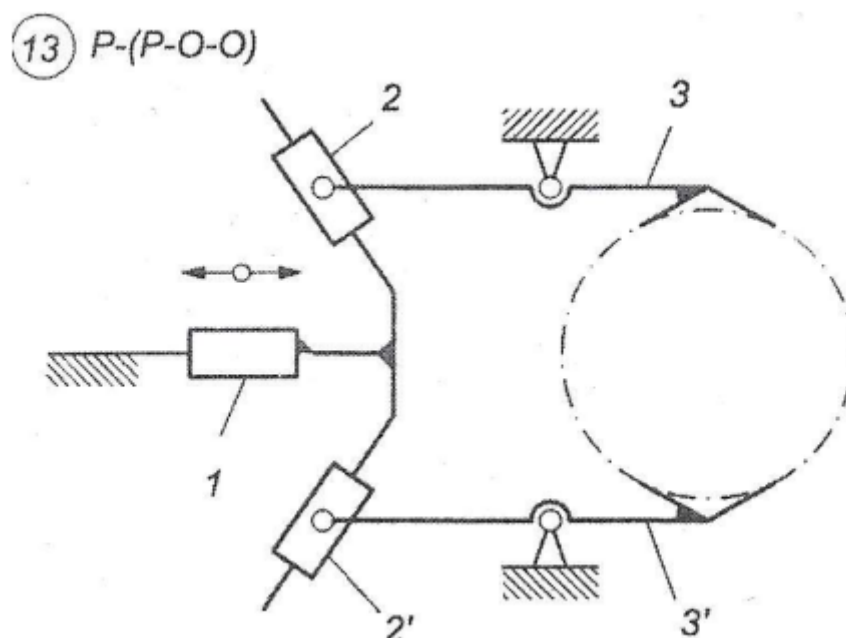


# AGH

Automatyka i robotyka  
Wydział Elektrotechniki Automatyki  
Informatyki i Inżynierii Biomedycznej  
Chwytak nr 13  
Grupa projektowa 2

## 1. Zadanie projektowe:

Zaprojektować chwytak do manipulatora przemysłowego wg zadanego schematu kinematycznego:



Założenia projektu:

- zadaniem urządzenia jest uchwycenie przedmiotu w położeniu początkowym, przetransportowanie go i uwolnienie w docelowym miejscu.
- transportowanym obiektem jest pionowo ułożony walec o średnicy  $d = 65mm$ , długości  $l = 100mm$ , wykonany ze stali (gęstość  $\rho = 7900 \frac{kg}{m^3}$ )
- chwytak również został wykonany ze stali

## 2. Obliczenie ruchliwości chwytaka

Do obliczenia ruchliwości posługujemy się wzorem:

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

gdzie:

$n$  - liczba członów ruchomych

$p_5$  - liczba par kinematycznych klasy piątej

$p_4$  - liczba par kinematycznych klasy czwartej

w naszym schemacie:

$$n = (1), (2), (2'), (3), (3') = 5$$

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

$$p_4 = 0$$

z czego wynika, że ruchliwość naszego chwytaka wynosi:

$$w = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

co sprawia, że do napędzenia mechanizmu potrzebny nam jest jeden siłownik o ruchu liniowym.

### 3. Maksymalny ciężar transportowanego wałka oraz siła chwytu

Maksymalny ciężar obliczamy ze wzoru:

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

gdzie:

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

$$\text{średnica walca } d = 65\text{mm} = 0,065\text{m}$$

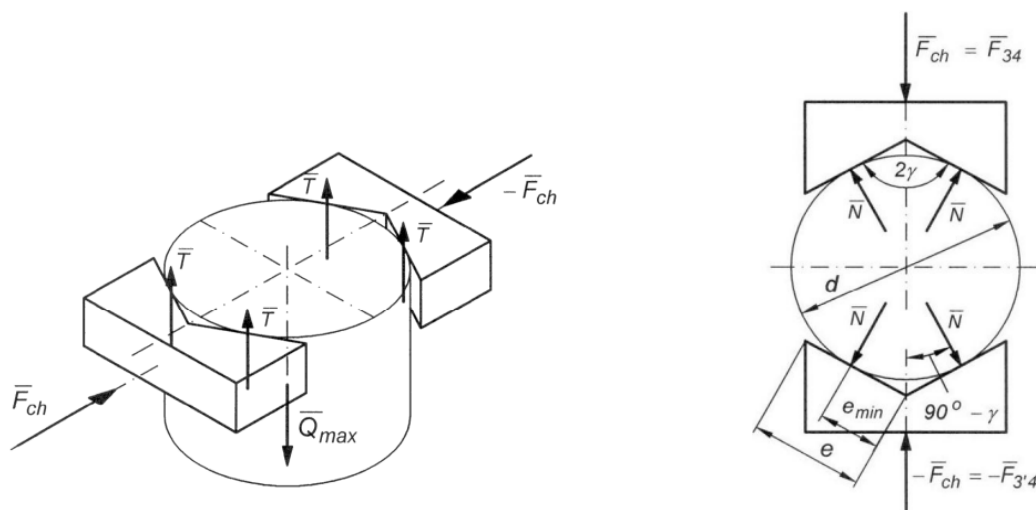
$$\text{maksymalna długość walca } l = 0,1\text{m}$$

$$\text{przyspieszenie ziemskie } g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

z czego wynika:

$$Q \approx 25,7\text{N}$$

Znając maksymalny ciężar walca możemy określić siłę z jaką szczypce chwytaka mają naciskać na przedmiot. Siła ta musi być zarówno na tyle wysoka, żeby walec nie spadł jak i na tyle niska, żeby nie odkształcić materiału.



rysunki przedstawiające układy sił działających na chwytak i obiekt.  
Siłę chwytu obliczamy ze wzoru:

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

Ze wzorów redukcyjnych:

$$F_{ch} = 2N \sin \gamma$$

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

Ze wzoru na tarcie

$$T = \mu N = \frac{\mu F_{ch}}{2 \sin \gamma} \Rightarrow 4T = \frac{2\mu F_{ch}}{\sin \gamma}$$

Dla prawidłowego uchwycenia transportowanego elementu musi być spełniony warunek:

$$4T \geq nQ$$

Stąd

$$\frac{2\mu F_{ch}}{\sin \gamma} \geq nQ$$

$$F_{ch} \geq \frac{nQ \sin \gamma}{2\mu}$$

Korzystając z poniższych danych obliczamy konieczną siłę chwytu

$\mu$  - współczynnik tarcia statycznego (stal - stal) = 0,75

$n$  - przyjęty współczynnik bezpieczeństwa = 2

$\gamma = 60^\circ$

$$F_{ch} = \frac{2 \cdot 25,7N \cdot 0,866}{2 \cdot 0,75} = 29,68N \approx 30N$$

## 4. Obliczanie minimalnego wymiaru szczęki

Używamy wzoru

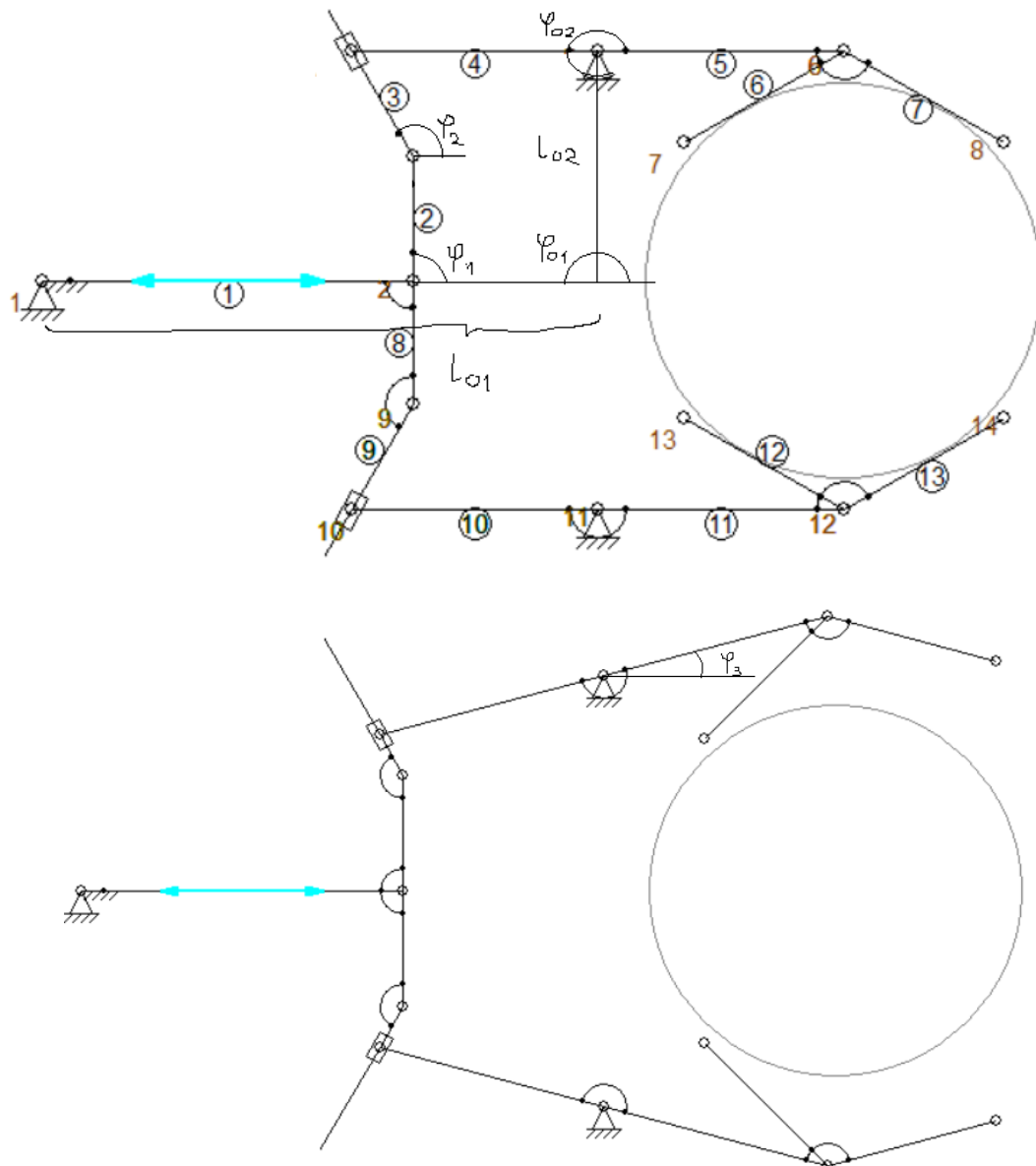
$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{d}{2e_{min}}$$

$$e_{min} = \frac{d}{2 \operatorname{tg} \gamma} = \frac{6,5cm}{2 \cdot 1,73} = 1,88cm$$

W celu uwzględnienia ewentualnej możliwości transportowania walców o większej średnicy oraz dla bezpieczeństwa przyjmuję  $e = 3cm$

## 5. Charakterystyka przesunięciowa

Wykonałem wstępny projekt chwytaka w programie SAM 6.1



Przyjąłem następujące długości ramion i kąty:

$l_1 = 60mm$	$\varphi_1 = 90^\circ$
$l_2 = 20mm$	$\varphi_2 = 120^\circ$
$l_3 = 20mm$	$\varphi_3 = 0^\circ$
$l_4 = 40mm$	$\varphi_{01} = 180^\circ$
$l_5 = 40mm$	$\varphi_{02} = 270^\circ$
$l_6 = 30mm$	
$l_7 = 30mm$	
$l_{01} = 90mm$	

$$l_{02} = 37,32mm$$

Podane zostały wymiary tylko górnej części chwytaka, ponieważ jest on symetryczny.

Aby być pewnym poprawności wymiarów chwytaka sprawdzamy je używając metody wieloboków domkniętych.

Układamy równanie:

$$\overline{l_1} + \overline{l_2} + \overline{l_3} + \overline{l_4} + \overline{l_{01}} + \overline{l_{02}} = 0$$

Następnie rozkładamy wektory na dwie osie i obliczamy układ równań:

$$X: l_1 + l_2 \cos \varphi_1 + l_3 \cos \varphi_2 + l_4 \cos \varphi_3 + l_{01} \cos \varphi_{01} + l_{02} \cos \varphi_2 = 0$$

$$Y: 0 + l_2 \sin \varphi_1 + l_3 \sin \varphi_2 + l_4 \sin \varphi_3 + l_{01} \sin \varphi_2 + l_{02} \sin \varphi_2 = 0$$

$$X: 60 + 20 * 0 + 20 * (-0,5) + 40 * 1 + 90 * (-1) + 37,32 * 0 = 0$$

$$Y: 0 + 20 * 1 + 20 * 0,866 + 40 * 0 + 90 * 0 + 37,32 * (-1) = 0$$

Równania się zgadzają.

Następnie musimy ustalić skok siłownika, przy którym walec zostanie wypuszczony. Aby to nastąpiło musi zostać spełniony warunek:

$$l_{02} + l_5 \sin \varphi_3 > l_6 \sin(60^\circ - \varphi_3) + r \quad \text{gdzie } r = 10mm$$

Przyjmujemy kąt  $10^\circ$  i podstawiamy do przekształconej nierówności:

$$37,32 + 40 * 0.1736 - 40 * 0.766 - 10 = 3,624 > 0$$

Z powyższych obliczeń wynika, że obiekt zostanie upuszczony przy kącie  $10^\circ$ . Teraz musimy obliczyć skok siłownika. Po raz kolejny skorzystamy z metody wieloboku.

$$\overline{l_1} + \overline{\Delta l_1} + \overline{l_2} + \overline{l_3} + \overline{l_4} + \overline{l_{01}} + \overline{l_{02}} = 0$$

Ponownie rozkładamy wektory i obliczamy układ równań, w którym tym razem pojawiają się dwie niewiadome:  $\Delta l_1$  oraz  $l_3'$ . Musimy również pamiętać o uwzględnieniu zmienionego kąta  $\varphi_3$ .

$$X: l_1 + \Delta l_1 + l_2 \cos \varphi_1 + l_3 \cos \varphi_2 + l_4 \cos \varphi_3 + l_{01} \cos \varphi_{01} + l_{02} \cos \varphi_2 = 0$$

$$Y: 0 + l_2 \sin \varphi_1 + l_3 \sin \varphi_2 + l_4 \sin \varphi_3 + l_{01} \sin \varphi_2 + l_{02} \sin \varphi_2 = 0$$

Obliczamy  $l_3$  z drugiego równania i wstawiamy do pierwszego

$$Y: 0 + 20 * 1 + l_3' * 0,866 + 40 * 0,1736 + 90 * 0 + 37,32 * (-1) = 0$$

$$l_3' \approx 12mm$$

X:

$$60 + \Delta l_1 + 20 * 0 + 12 * (-0,5) + 40 * 0,9848 + 90 * (-1) + 37,32 * 0 = 0$$

$$\Delta l_1 \approx -3,4mm$$

Skok siłownika wychodzi ujemny, ponieważ gdy szczęki się rozszerzają siłownik się cofa. Dla bezpieczeństwa oraz ułatwienia doboru siłownika z katalogu przyjmuję  $\Delta l_1 = -5mm$ .

## 6. Analiza prędkościowa

Celem tej analizy jest wyznaczenie prędkości szczęk chwytaka. Aby tego dokonać należy zróżniczkować po czasie równania dla zamkniętych szczęk z poprzedniego punktu. Jak wiadomo pochodna z drogi po czasie daje nam prędkość. Musimy do obliczeń przyjąć prędkość przesuwu siłownika. W naszym wypadku będzie ona wynosić  $v_s = 0,1 \frac{m}{s}$ .

Różniczkujemy obustronnie wiedząc, że kąty oraz długości, które się nie zmieniają wychodzą równe 0.

$$X: \frac{dl_1}{dt} + \frac{dl_3}{dt} \cos \varphi_2 + l_4 \frac{d\varphi_3}{dt} \cos \varphi_3 = 0$$

$$Y: \frac{dl_3}{dt} \sin \varphi_2 + l_4 \frac{d\varphi_3}{dt} \sin \varphi_3 = 0$$

$$X: v_s - v_{l_3} \sin \varphi_2 - l_4 \omega_{\varphi_3} \sin \varphi_3 = 0$$

$$Y: v_{l_3} \cos \varphi_2 + l_4 \omega_{\varphi_3} \cos \varphi_3 = 0$$

Wyliczamy prędkość kątową sworznia  $\omega_{\varphi_3}$

$$v_{l_3} = \frac{-l_4 \omega_{\varphi_3} \cos \varphi_3}{\cos \varphi_2}$$

$$v_s - \frac{-l_4 \omega_{\varphi_3} \cos \varphi_3}{\cos \varphi_2} \sin \varphi_2 - l_4 \omega_{\varphi_3} \sin \varphi_3 = 0$$

$$\omega_{\varphi_3} \left( \frac{-l_4 \cos \varphi_3 \sin \varphi_2 - l_4 \sin \varphi_3 \cos \varphi_2}{\cos \varphi_2} \right) = -v_s$$

$$\omega_{\varphi_3} = \frac{-v_s \cos \varphi_2}{-l_4 (\cos \varphi_3 \sin \varphi_2 - \sin \varphi_3 \cos \varphi_2)} \approx 1,44 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

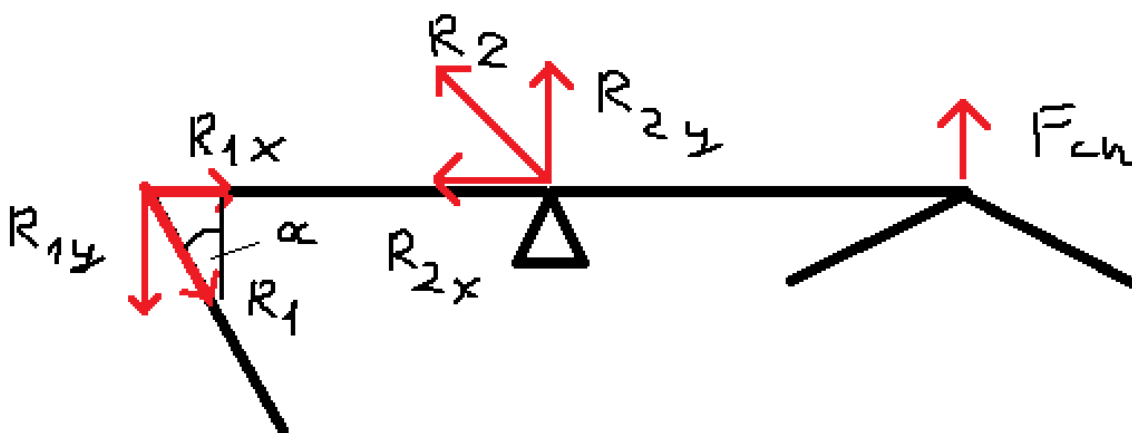
Z czego wynika, że prędkość szczęk chwytaka wynosi:

$$v_{ch} = l_5 * \omega_{\varphi_3} = 40 \text{ mm} * 1,44 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 57,6 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

## 7. Charakterystyka siłowa

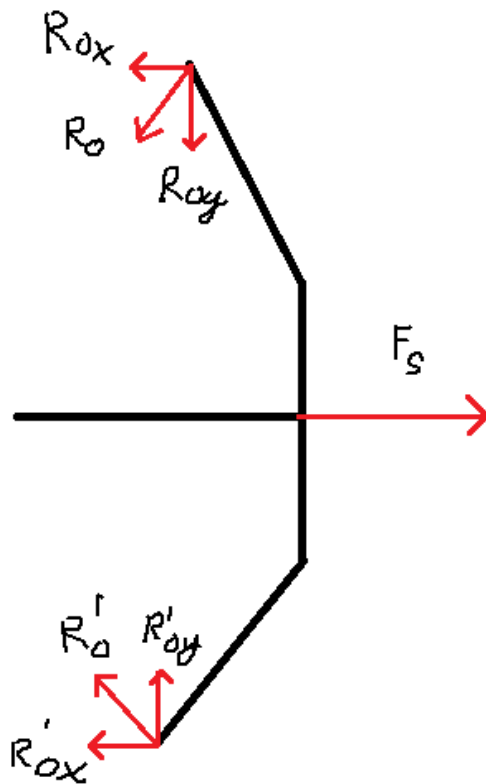
Kolejnym krokiem jest poznanie siły siłownika potrzebnej do prawidłowego działania chwytaka. W tym celu rozpisujemy siły działające na każdy człon mechanizmu pomijając siły ciężkości, bezwładności oraz tarcia.

1)





2)



Tworzymy układ równań dla pierwszego członu. Siły muszą się równoważyć.

$$X: R_{1x} - R_{2x} = 0$$

$$Y: F_{ch} + R_{2y} - R_{1y} = 0$$

$$F_{ch} * l_5 = R_{2y} * l_4 \Rightarrow R_{2y} = 30N$$

Podstawiając

$$R_{1y} = 60N$$

$$R_{1x} = R_{2x}$$

Przy suwaku możemy zauważyć zależność, że:

$$\operatorname{tg} 30^\circ = \frac{R_{1x}}{R_{1y}}$$

Z czego wynika, że

$$R_{1x} = 60N * 0,577 \approx 34,6N = R_{2x}$$

Teraz rozpisujemy układ równań dla drugiego członu:

$$X: F_s - R_{0x} - R'_{0x} = 0$$

$$Y: R_{0y} = R'_{0y}$$

$$R_{0x} = R'_{0x} = 34,6N$$

Z tego wynika, że potrzebna siła na siłowniku wynosi:

$$F_s = 69,2N$$

Dla bezpieczeństwa przyjmujemy

$$F_s = 75N$$

## 8. Dobranie grubości sworznia

Teraz należy wybrać średnicę sworznia, żeby wytrzymał działające na niego siły. Na pierwszy sworzeń działa siła:

$$R_2 = \sqrt{(R_{2x})^2 + (R_{2y})^2} = \sqrt{900N^2 + 1197N^2} \approx 45,8N$$

Na drugi:

$$R_1 = \sqrt{(R_{1x})^2 + (R_{1y})^2}$$

$$R_1 = \sqrt{1198N^2 + 3600N^2} \approx 69,3N$$

Badamy potrzebną grubość dla sworznia drugiego, ponieważ działa na niego większa siła. Używamy wzoru:

$$\frac{4F_s}{i \cdot \pi \cdot d_{sw}^2} < k_t$$

gdzie:

$F_s = R_1$  - Siła ścinająca

$i = 1$  - ilość płaszczyzn ścinania

$d_{sw}$  - średnica sworznia

$k_t$  - naprężenie dopuszczalne na ścinanie (dla stali = 142 MPa)

Przekształcamy wzór i sprawdzamy potrzebną średnicę sworznia:

$$d_{sw} > \sqrt{\frac{4F_s}{i^*\pi*k_t}} = \sqrt{\frac{4*69,3N}{3,14*1*142000000Pa}} \approx 0,79mm$$

Na potrzeby projektu przyjmuję, że  $d_{sw} = 5mm$

## 9. Dobór siłownika

Do wyboru odpowiedniego siłownika oprócz wcześniej obliczonych danych potrzebna nam jest jeszcze średnica jego tłoka. Obliczamy minimalną średnicę ze wzoru:

$$\frac{p*\pi*d^2}{4} > F_s$$

Gdzie:

$p = 0,6 MPa$  - przyjęte ciśnienie na tłoku

$d$  - szukana średnica

$F_s = 75N$

Przekształcamy

$$d > \sqrt{\frac{4F_s}{p*\pi}} = \sqrt{\frac{4*75N}{600000Pa*3,14}} \approx 12,6mm$$

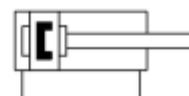
Dla bezpieczeństwa i ułatwienia wyboru siłownika przyjmujemy  $d = 20mm$

Wybrałem model ADN-S-20-5-I-P-A z katalogu firmy FESTO. Jego parametry znajdują się poniżej:

## Siłownik kompaktowy ADN-S-20-5-I-P-A

Numer produktu: 8076322

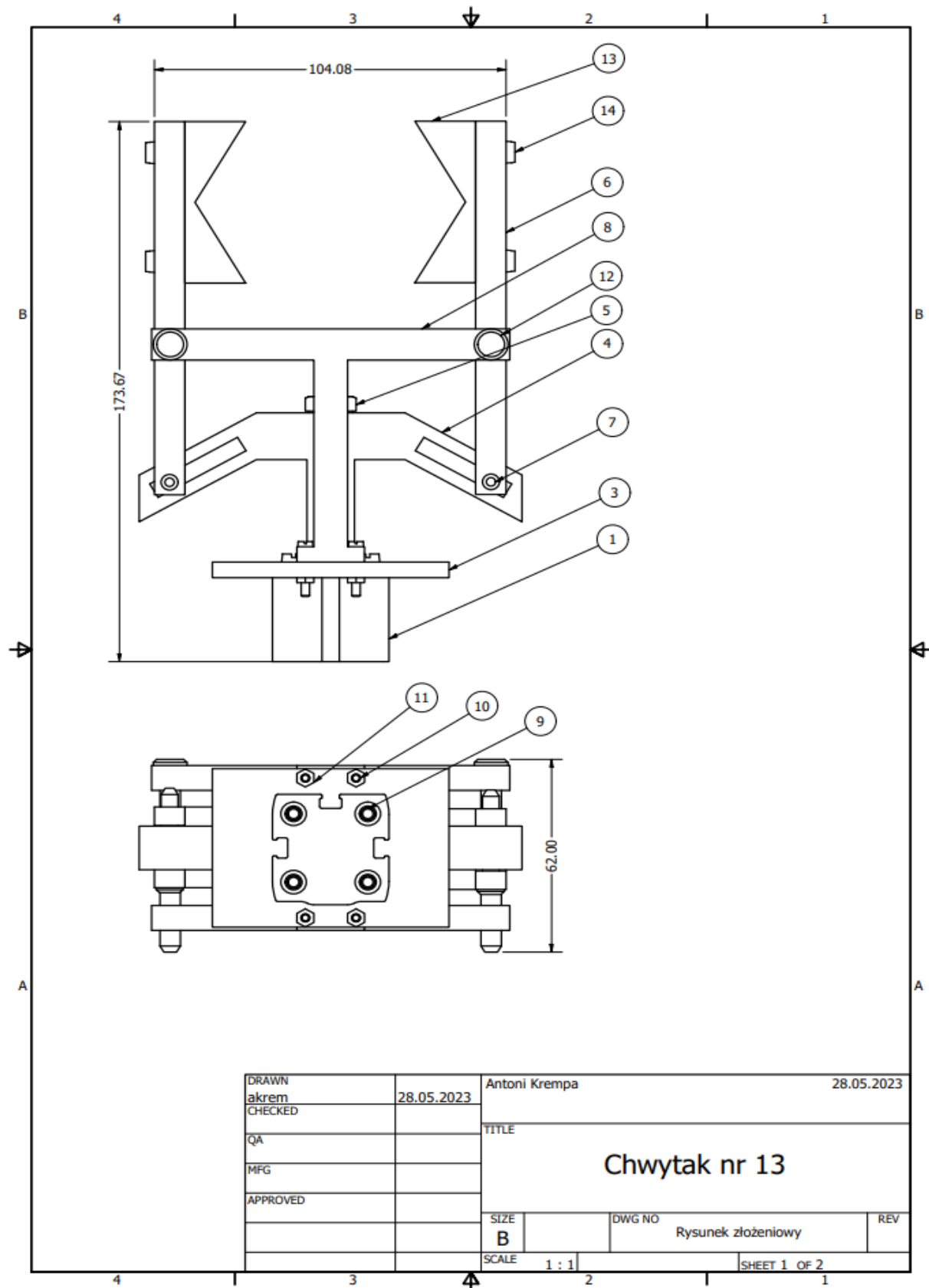
FESTO



### Karta danych

Cechy	Wartość
Skok	5 mm
Ø tłoka	20 mm
Amortyzacja	elastyczne pierścienie/plytki amortyzujące z obu stron
Pozycja montażu	dowolny
Sposób działania	dwustronnego działania
Zakończenie tłoczyska	Gwint wewnętrzny
Konstrukcja	Tłok Tłoczysko
Sygnalizacja położenia	do wyłącznika zbliżeniowego
Symbol	00991217
Warianty	Jednostronne tłoczysko
Ciśnienie robocze	0.06 MPa ... 1 MPa
Ciśnienie robocze	0.6 bar ... 10 bar
Medium robocze	Sprężone powietrze wg ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Uwaga dotycząca medium roboczego/sterującego	Możliwa praca z powietrzem olejonym (po rozpoczęciu olejowania trzeba je kontynuować)
Klasa odporności korozyjnej wg normy Festo	1 - niskie obciążenie korozyjne
Zgodność z LABS	VDMA24364-B2-L
Temperatura otoczenia	0 °C ... 60 °C
Energia uderzenia w pozycjach końcowych	0.2 J
Siła teoretyczna przy 0,6 MPa (6 bar, 87 psi), wycofanie	141 N
Siła teoretyczna przy 0,6 MPa (6 bar, 87 psi), przy wysuwie	188 N
Ruchoma masa przy skoku 0 mm	18 g
Dodatkowa poruszana masa na 10 mm skoku	6 g
Masa podstawowa przy 0 mm skoku	65 g
Dodatkowa masa na 10 mm skoku	26 g
Typ mocowania	opcjonalnie: Przy pomocy otworów przelotowych Przy pomocy gwintu wewnętrznego Przy pomocy osprzętu
Przyłącze pneumatyczne	M5
Informacja o materiałach	Zgodność z dyrektywą RoHS
Materiał pokrywy	Stop aluminium, anodowany
Materiał uszczeliek dynamicznych	NBR TPE-U(PU)
Materiał obudowy	Stop aluminium, anodowany
Materiał tłoczyska	Nierdzewna stal stopowa

## 10. Rysunek złożeniowy



ITEM		QTY	PARTS LIST PART NUMBER	DESCRIPTION	
1	1	8084710 ADN-S-20-5-I-P-A---(high_H)	ADN-S_2---(H)-Compact cylinder		
2	1	8084710 ADN-S-20-5-I-P-A---(high_P)	ADN-S_2---(P)-Compact cylinder		
3	1	Kołnierz			
4	1	Przedłużenie tłoczyska			
5	1	AS 1110 - M8 x 50	ISO metric hexagon precision bolts and screws		
6	2	Ramię			
7	2	ISO 2341 - A - 5 x 32	Clevis pins with head		
8	2	Wspornik			
9	4	PN-85/M-82215 - M 4 x 8	Slotted cheese head screws		
10	4	PN-85/M-82215 - M 2,5 x 16	Slotted cheese head screws		
11	4	BS EN 24 036 - M2.5	Hexagon thin nuts. Product grade B (unchamfered)		
12	2	ISO 2341 - A - 6 x 60	Clevis pins with head		
13	2	Szczęki			
14	4	PN-85/M-82215 - M 4 x 10	Slotted cheese head screws		
DRAWN akrem		28.05.2023	Antoni Krempa 28.05.2023		
CHECKED			TITLE		
QA			Chwyтак nr 13		
MFG					
APPROVED					
		SIZE B	DWG NO	Lista części	REV
		SCALE	SHEET 2 OF 2		

## 11. Analiza wytrzymałościowa

Po zaprojektowaniu modelu chwytaka w programie Autodesk Inventor Professional 2022 należało przeprowadzić symulację, która pokazuje czy mechanizm wytrzyma naprężenia. Przyłożyliśmy wcześniej obliczoną siłę chwytu  $F_{ch} = 30\text{ N}$  do szczęk chwytaka.

