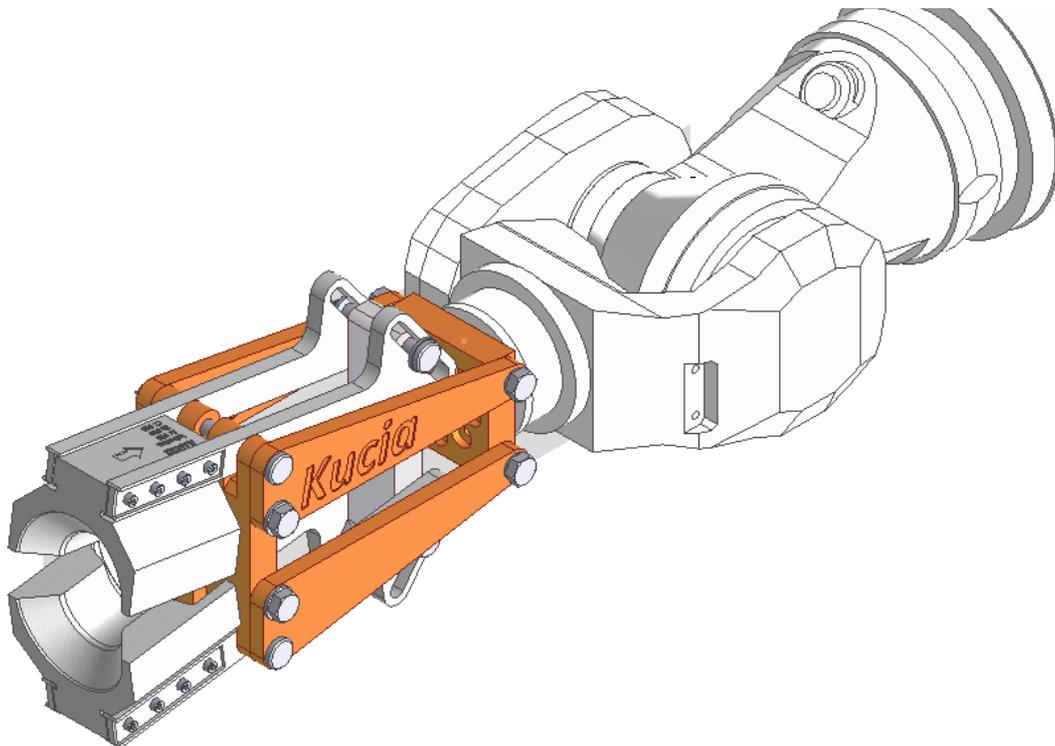


Kraków, Styczeń 2012

**Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica w Krakowie**

Maciej Kucia

Projekt Techniczny Chwybaka



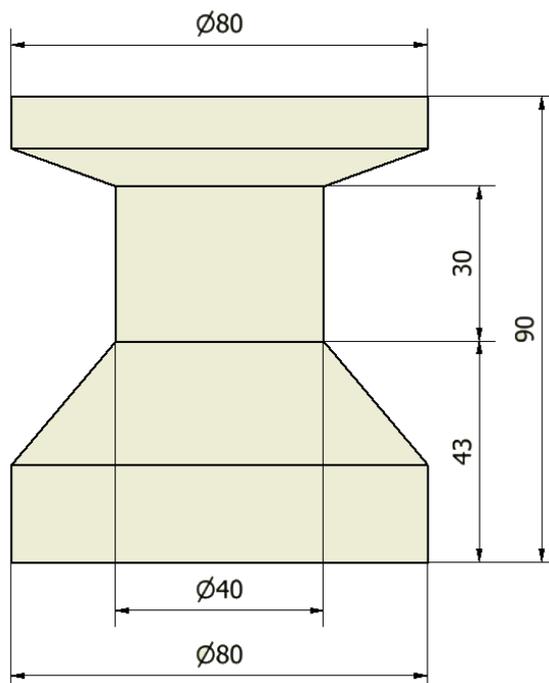
Zadanie projektowe

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

- W procesie transportu urządzenie chwytające ma za zadanie pobrać (uchwycić) przedmiot w położeniu początkowym, trzymać go w trakcie trwania czynności transportowych i uwolnić go w miejscu docelowym.
- Manipulator zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu normalnym 0.6 [MPa]
- Manipulator jest podłączony do robota KUKA KR 16-2

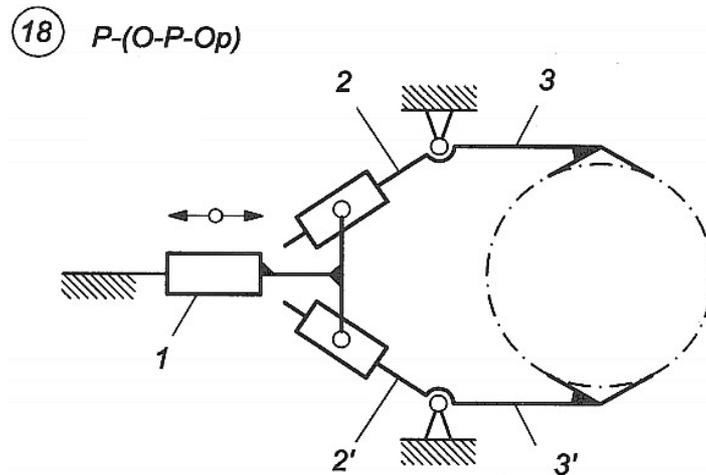
Wybrane parametry robota Kuka KR 16-2		
Maksymalne obciążenie	16	kg
Maksymalne przyspieszenie liniowe	2	m/s ²
Interfejs narzędzia	9409-1-A50	standard ISO

- Obiektem transportu są kabestany o wadze do 1,5 kg i maksymalnych wymiarach pokazanych na rysunku poniżej:



Ilustracja 1: Uproszczony rysunek transportowanego przedmiotu

Obliczenie ruchliwości chwytaka na podstawie zadanego schematu kinematycznego.



Ilustracja 2: Schemat kinematyczny chwytaka

Liczba członów ruchomych:

$$n=5 \quad (\text{dwa ramiona } 3 \text{ i } 3', \text{ dwa suwaki } 2 \text{ i } 2' \text{ oraz tłok } 1)$$

Ruchliwość mechanizmu płaskiego wyraża się wzorem:

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

Gdzie:

n – liczba członów ruchomych,

p_5 – liczba par kinematycznych klasy piątej obrotowych i postępowych,

p_4 – liczba par kinematycznych klasy czwartej obrotowych i postępowych

Dla danego schematu:

Członny ruchome:

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

Pary kinematyczne klasy V:

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

Pary kinematyczne klasy IV:

$$p_4=0$$

Wyznaczam ruchliwość:

$$w=3n-2p_5-p_4=3\cdot 5-2\cdot 7=1$$

Wniosek:

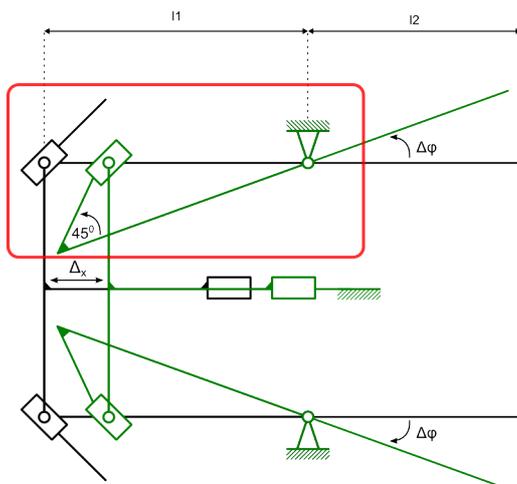
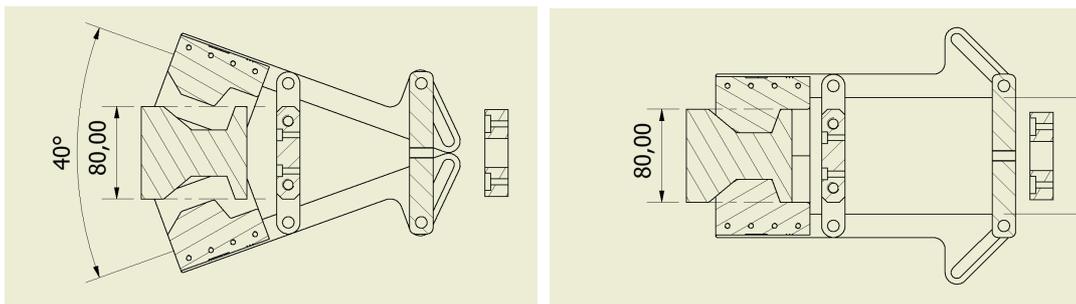
Chwytnik wymaga zastosowania jednego siłownika liniowego.

Analiza zadania projektowego:

Projektowany chwytak będzie miał na celu instalację kabestanów w zautomatyzowanym procesie instalacji oprzyrządowania jachtów żaglowych. Ze względu na względnie skomplikowany kształt przenoszonego przedmiotu zdecydowałem się na zastosowanie chwytaka kształtowego. Unieruchomienie przedmiotu będzie odbywało się poprzez odjęcie obiektowi manipulacji wszystkich stopni swobody. Szczęki chwytaka zostaną wykonane poprzez odpowiednie wycięcie kształtu przedmiotu za pomocą obrabiarki numerycznej w tworzywie sztucnym. Dzięki takiej metodzie trzymania przedmiotu na jego powierzchni nie powstaną rysy a uchwycenie będzie pewne. Chwytak powinien mieć możliwość wymiany szczęk tak aby mógł pochwycić mniejsze i lżejsze elementy. Projektując wymiary chwytaka należy wziąć pod uwagę wymiary przedmiotu jak i kształt szczęk. Kinematyka wybranego chwytaka pozwala na zmianę kąta zaciśnięcia się szczęk co również należy wziąć pod uwagę. W rozwiązaniu zastosowałem jedną parę kinematyczną klasy 4 zamiast dwóch par kinematycznych klasy 5.

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

Szerokość chwytaka przyjmuje biorąc pod uwagę wymiary elementu do pochwycenia oraz grubość szczęk. Dla 80 mm elementu dodaje kolejne 40 mm (połowę średnicy elementu) i przyjmuje wartość 120 mm do dalszych obliczeń.



Ilustracja 3: Schemat kinematyczny chwytaka w położeniach krańcowych

Początkowo założyłem kąt rozwarcia szczęk 45° jednak w trakcie prac okazało się że do poprawnego działania chwytaka wystarczy kąt 40° a nawet mniejszy przy odpowiedniej modyfikacji szczęk.

W celu uproszczenia obliczeń przyjąłem proste wartości kątów. Szukałem takich wartości długości elementów aby chwytak otwierał się o kąt około 40° przy niewielkim skoku siłownika.

Nie chciałem aby element wystawał ponad 4-5 [cm] a długość ramienia zależy od długości obudowy siłownika. Najbliższy skok fabrycznego siłownika odpowiadający przyjętym założeniom to 30 [mm].

b) Wyznaczenie maksymalnej koniecznej siły chwytu F_{chmax} potrzebnej do utrzymania stanu zamknięcia szczęk chwytaka w warunkach maksymalnego przeciążenia.

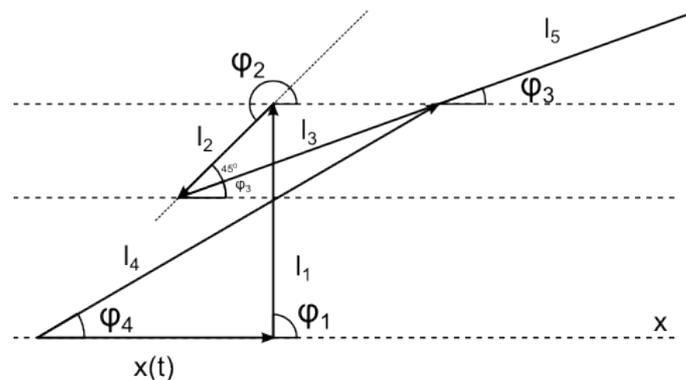
Ponieważ przedmiot nie jest trzymany za pomocą sił tarcia, nie jest konieczne obliczenie sił jakie muszą zostać do niego przyłożone aby był odpowiednio przytrzymywany. Pomimo tego na przedmiot działają siły ciężkości i bezwładności. Obliczam siłę działającą w najgorszym przypadku tj. kiedy siła ciężkości przedmiotu oraz siła bezwładności w momencie największego przeciążenia próbują otworzyć szczęki.

$$F_{chmax} = m g + m a = 1.5 \cdot 10 + 2 \cdot 1.5 = 18 N$$

Wyznaczenie charakterystyki przesunięciowej chwytaka.

Z uwagi na symetrię urządzenia, skupiłem się na zaznaczonym fragmencie z powyższego schematu. Aby rozrysować problem w sposób dokładny wspomogłem się schematem narysowanym w programie do rysunku technicznego.

Problem rozwiązuje metodą analityczną:



Ilustracja 4: Model obliczeniowy metody analitycznej

$\phi_0 = 0$	$l_0 = x(t)$
$\phi_1 = 90^\circ$	$l_1 = 60 [mm]$
$\phi_2 = 45^\circ + \phi_3$	$l_2 = ?$
$\phi_3 = ?$	$l_3 = 125 [mm]$
$\phi_4 = 25.634...^\circ$	$l_4 = 138.654... [mm]$

$$\begin{cases} x - l_2 \cos \phi_2 + l_3 \cos \phi_3 - l_4 \cos \phi_4 = 0 \\ l_1 - l_2 \sin \phi_2 + l_3 \sin \phi_3 - l_4 \sin \phi_4 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x - l_2 \cos(45^\circ + \phi_3) + 125 \cos \phi_3 - 125 = 0 \\ 60 - l_2 \sin(45^\circ + \phi_3) + 125 \sin \phi_3 - 60 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} x - \frac{\sqrt{2}}{2}(\cos(\phi_3) - \sin(\phi_3))l_2 + 125 \cos \phi_3 - 125 = 0 \\ \frac{\sqrt{2}}{2}(\sin(\phi_3) + \cos(\phi_3))l_2 + 125 \sin \phi_3 = 0 \end{cases}$$

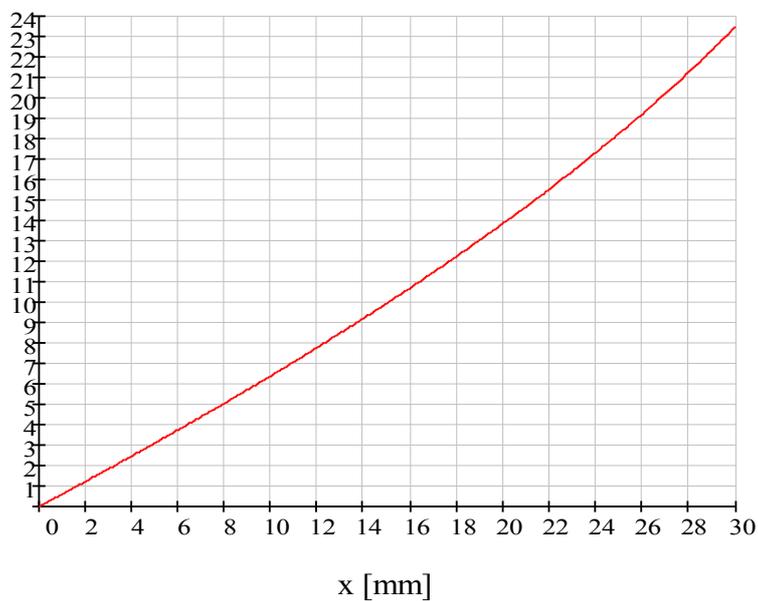
Rozwiązuje układ równań:

$$x + 125(\cos(\phi_3) - \sin(\phi_3) - 1) = 0$$

Znajduje rozwiązanie w postaci funkcji $\phi_3(x)$

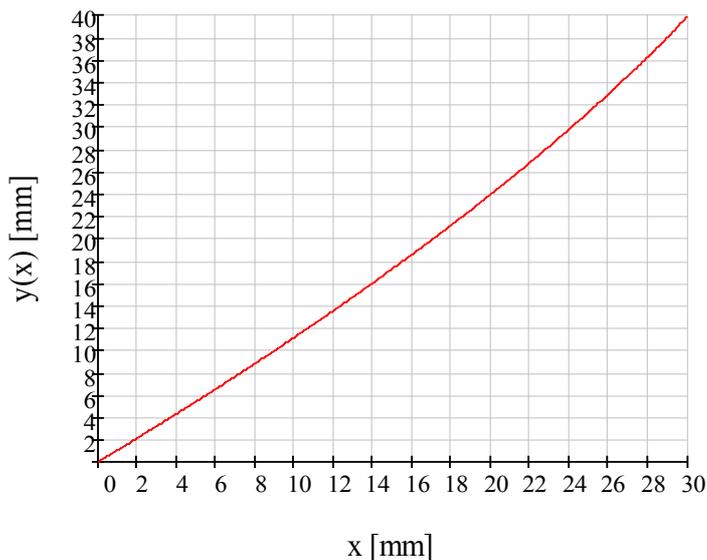
$$\phi_3(x) = \arcsin \tan\left(\frac{\sqrt{250x - x^2 + 2425} - 95}{x - 220}\right)$$

Wykreślam wykres kąta w funkcji wychylenia siłownika $\alpha = f(x)$



Wykreśliam charakterystykę przesunięciową chwytaka korzystając z wzoru:

$$y = 100 \sin(\alpha(x))$$



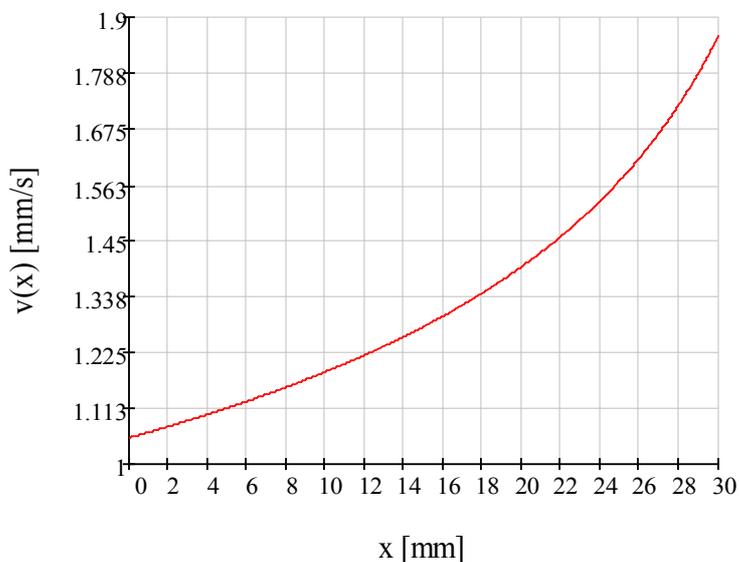
Wyznaczanie charakterystyki prędkościowej chwytaka

Charakterystykę prędkościową obliczam licząc pochodną funkcji $y = f(x)$

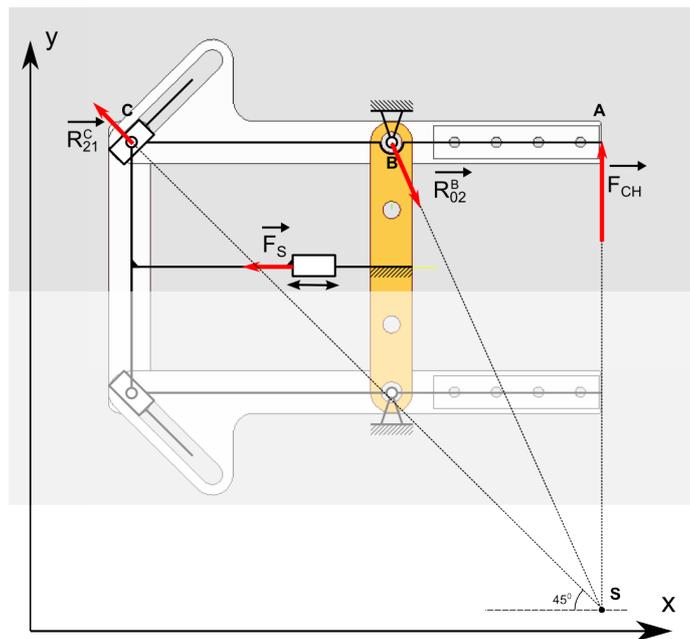
Wzór dokładny jest dość skomplikowany, zbudowałem go za pomocą programu do obliczeń symbolicznych:

$$v(x) := \left(\frac{d}{dx} y(x) \right) \rightarrow \frac{200 \cdot \cos \left[2 \cdot \operatorname{atan} \left[\frac{\sqrt{9925 - (x - 30)^2 - 250 \cdot x - 95}}{x + 190} \right] \right] \cdot \left[\frac{\sqrt{9925 - (x - 30)^2 - 250 \cdot x - 95}}{(x + 190)^2} + \frac{2 \cdot x + 190}{2 \cdot (x + 190) \cdot \sqrt{9925 - (x - 30)^2 - 250 \cdot x}} \right]}{\left[\frac{\sqrt{9925 - (x - 30)^2 - 250 \cdot x - 95}}{(x + 190)^2} \right]^2 + 1}$$

Charakterystyka prędkościowa chwytaka $v = f(x)$



Wyznaczenie charakterystyki siłowej chwytaka



Ilustracja 5: Model obliczeniowy chwytaka do wyznaczenia charakterystyki siłowej

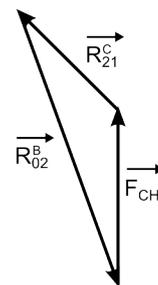
Ze względu na budowę chwytaka, siła chwytu może wystąpić jedynie jeżeli jego szczęki są zamknięte. Z uwagi na symetrię analizuje tylko połowę mechanizmu. Działanie siły chwytu \vec{F}_{CH} powoduje powstanie momentu przenieszonego przez ramię tak że wartość siły R_{21}^C wyraża się:

$$R_{21}^C = \frac{|AB|}{|BC|} \cdot F_{CH} = \frac{0.1 \cdot 18}{0.125} = 14.4 [N]$$

Znając obie siły możemy obliczyć wartość siły reakcji R_{02}^B za pomocą równania wektorowego:

$$\vec{F}_{CH} + \vec{R}_{21}^C + \vec{R}_{02}^B = 0$$

$$\vec{R}_{02}^B = -\vec{F}_{CH} - \vec{R}_{21}^C \Rightarrow |\vec{R}_{02}^B| \approx 30 [N]$$



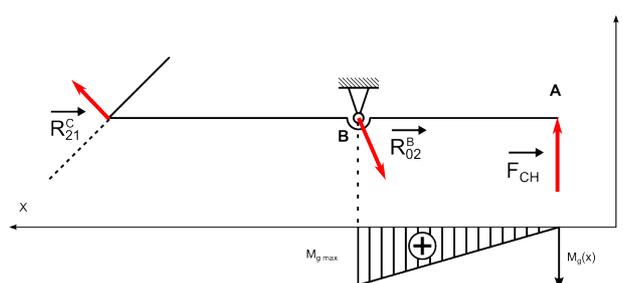
Aby obliczyć wartość siły jaką powinien działać siłownik należy rozbić wektor R_{21}^C na składowe wektory x i y. Szukana wartość to moduł wektora składowego x.

$$\vec{F}_s = |\vec{R}_{21}^C| \sin 45^\circ = 10.2 [N]$$

Podczas otwierania chwytaka siły działające w układzie zmieniają się nieliniowo ale ponieważ interesują mnie wyłącznie siły podczas przytrzymywania przedmiotu nie analizuje ich.

Obliczenia wytrzymałościowe chwytaka przy maksymalnych obciążeniach:

Sprawdzam moment gnący ramienia



Ilustracja 6: Model dla obliczeń obciążenia ramienia chwytaka

Obliczam maksymalny moment: $M_{gmax} = |AB| \cdot F_{CH} = 1.8 [Nm]$.

Ramię ma przekrój prostokątny o wskaźniku wytrzymałości na zginanie:

$$W_g = \frac{bh^2}{6}$$

Warunek wytrzymałościowy na zginanie ramienia chwytaka ma postać:

$$\sigma_{gmax} = \frac{M_{gmax}}{W_g} \leq k_g$$

Gdzie k_g – wytrzymałość materiału ramienia na zginanie.

Parametry ramienia to:

$b = 20 [mm]$ $h = 10 [mm]$ k_g dla aluminium zgodnego z PN PA4 = 250 [MPa]

$$\sigma_{gmax} = \frac{6M_{gmax}}{bh^2} = 5400 [Pa]$$

$$\sigma_{gmax} \leq k_g$$

Warunek wytrzymałościowy na zginanie został spełniony.

Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie dla sworznia w punkcie B

Parametry sworznia zgodnego z normą PN 83002 B są automatycznie obliczane w oprogramowaniu Autodesk Inventor. Dla zastosowanego sworznia dopuszczalne naprężenia na ścinanie mają wartość: $k_t = 250 [MPa]$

Warunek wytrzymałościowy na ścinanie sworznia:

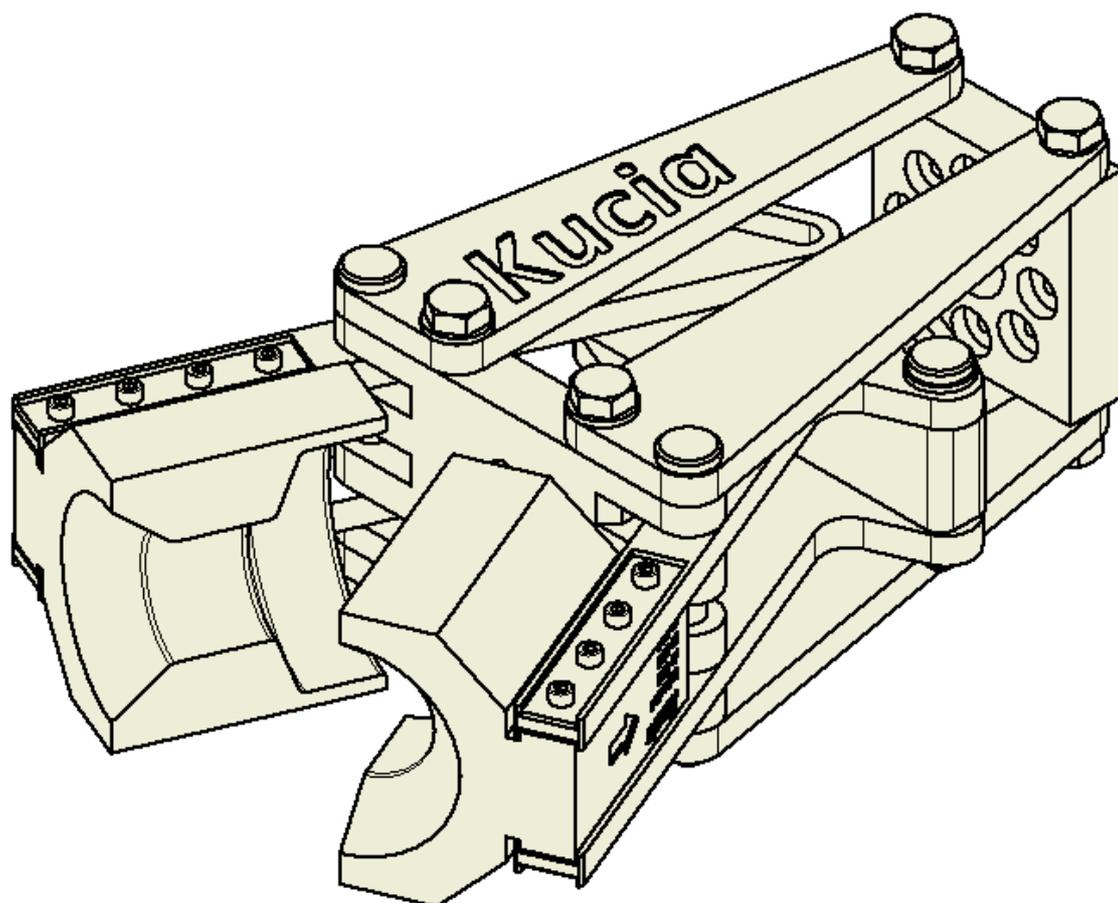
$$\tau_{max} = \frac{F_{tmax}}{A} = \frac{R_{02}}{A} = \frac{4R_{02}}{\pi d^2} \leq k_t$$

Po obliczeniach otrzymuje $\tau_{max} = 3820 [Pa]$, co spełnia warunek wytrzymałościowy na ścinanie.

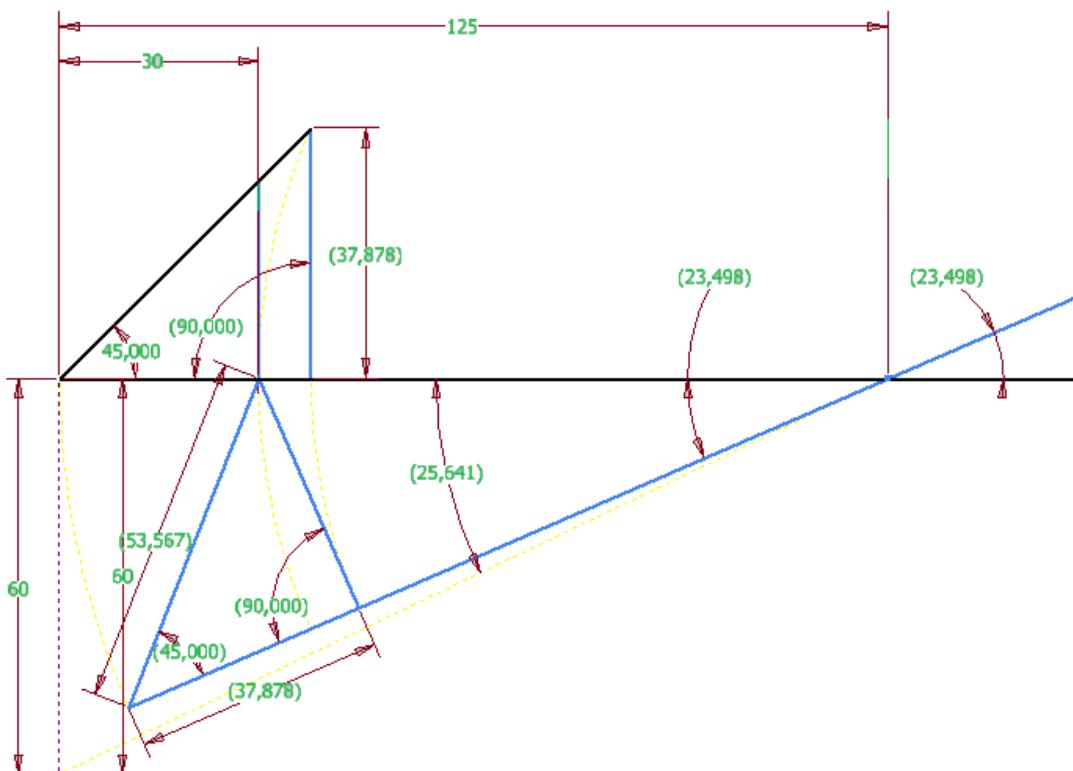
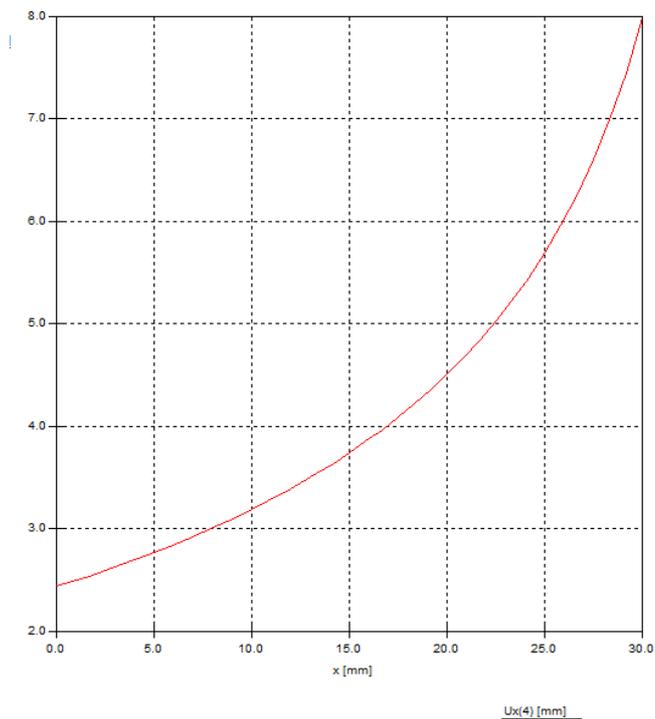
Obliczanie wymaganych parametrów napędu pneumatycznego chwytaka:

Wybrany siłownik ma parametry spełniające założenia siłowe. Jest to siłownik firmy Festo ADN-20-30-A-P-A-Q o skoku 30 [mm] i nieobracającym się tłoku 20 [mm]. Wybrałem nieobracający się tłok ponieważ jest on bezpośrednio wkręcony do elementu przenoszącego siłę na ramiona chwytaka i jego zastosowanie wyeliminowało możliwość odkręcenia się siłownika od elementu przenoszącego siłę. Bardzo małe siły przemawiają za zastosowaniem małego siłownika, jednak zgodnie z danymi firmy Festo, dla małych siłowników maksymalne obciążenia sił poprzecznych są mniejsze niż 12 [N], dlatego zdecydowałem się na zastosowanie większego siłownika o większej obciążalności poprzecznej, który dodatkowo dysponuje dużo większą siłą niż wymagana.

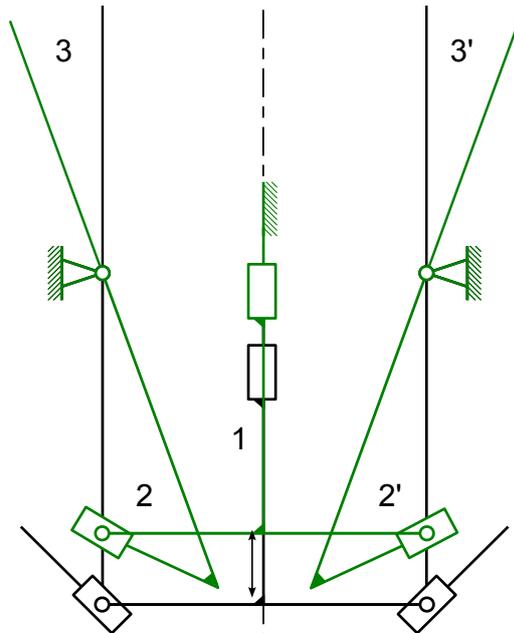
Rysunki konstrukcyjne chwytaka



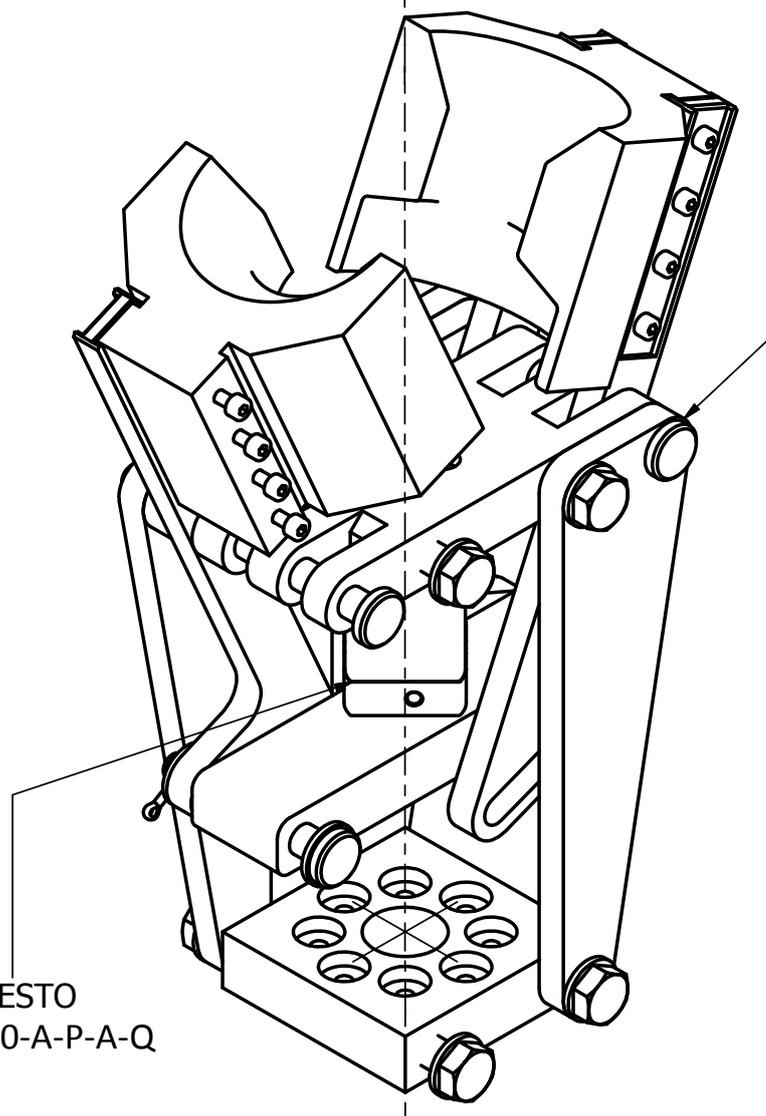
SAM – Charakterystyka prędkościowa końcówki chwytnej $\dot{y} = f_p(x)$



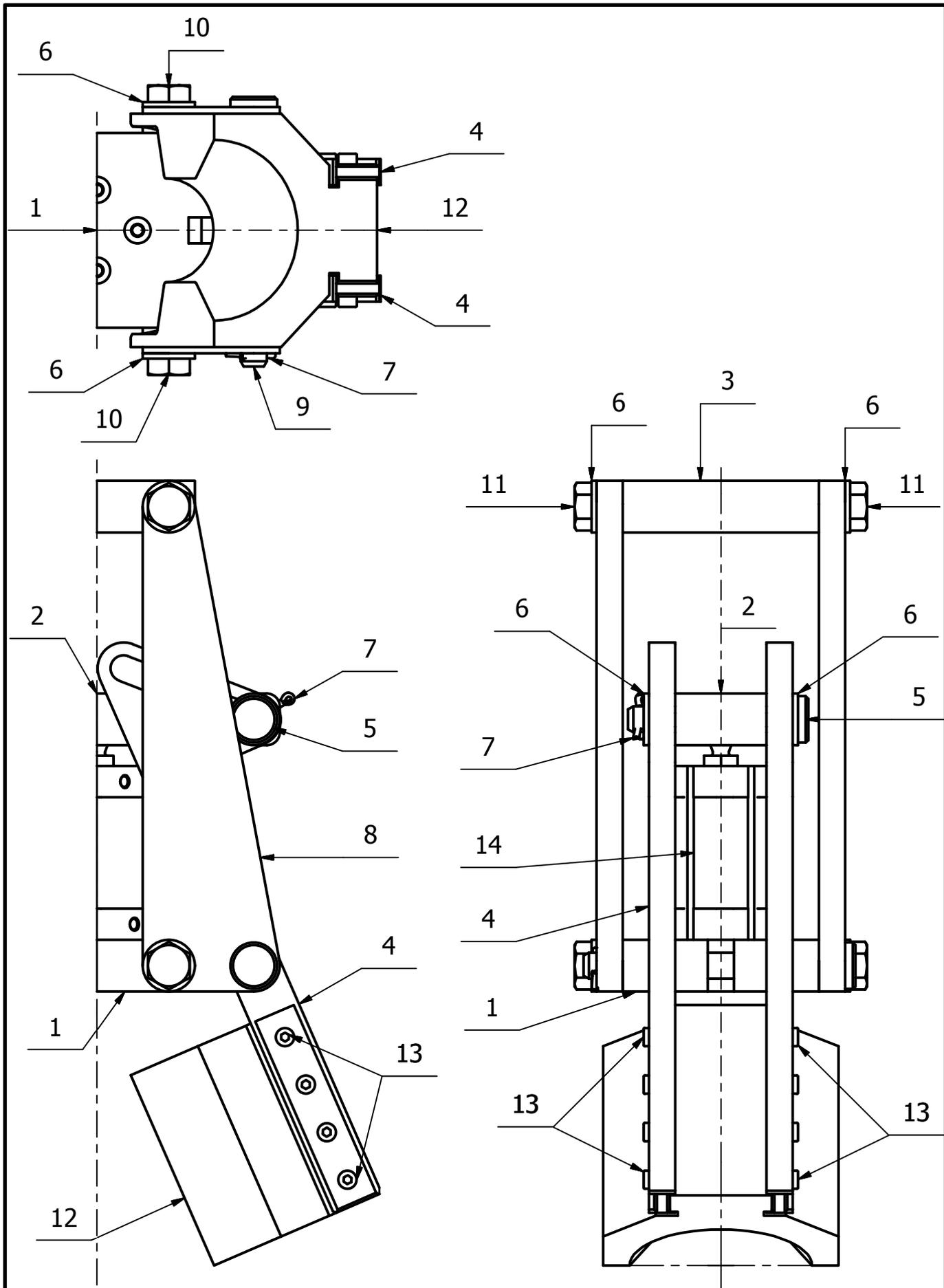
Ilustracja 8: Rysunek pomocniczy do wyznaczania wymiarów chwytaka i charakterystyki przesunięciowej



Konstrukcja chwytaka wg zadanego schematu kinematycznego



Siłownik FESTO
ADN-20-30-A-P-A-Q



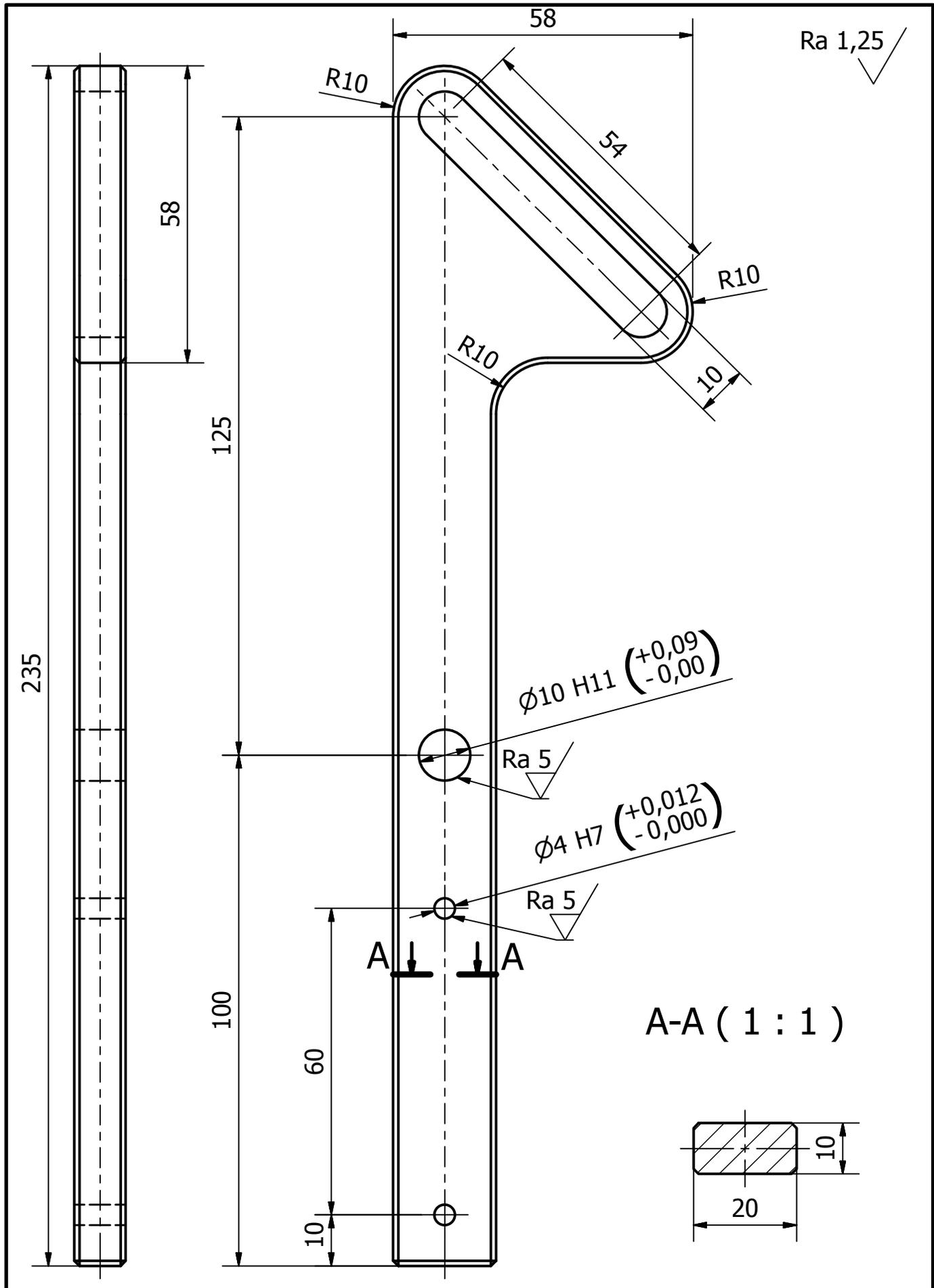
UTWORZONY PRZEZ PROGRAM EDUKACYJNY FIRMY AUTODESK

UTWORZONY PRZEZ PROGRAM EDUKACYJNY FIRMY AUTODESK

PROJEK.	Kucia			NAZWA PRZEDMIOTU:	MATER.	MASA	PODZ.
KONSTR.				Chwytnak typu			1:2
RYSOW.				P-(O-P-Op)			
SPRAW.				NAZWA ZAKŁADU	NR RYSUNKU		ARKUSZ
	NAZWISKO	DATA	PODPIS	AGH EAiE	CHW.01.00		1/2

14	Silownik ADN-20-30-APAQ	1	Katalog FESTO			
13	Sruba M4 x 20	8	PN82302 M4 x 20	Stal A2	0,003 Kg	
12	Szczeka	2	CHW.01.06	ABS	0,286 Kg	
11	Sruba M10 x 25	4	PN-EN4018 M10 x 25	Stal A2	0,026 Kg	
10	Sruba M10 x 45	4	PN-EN4018 M10 x 45	Stal A2	0,039 Kg	
9	Sworzen dlugi	2	PN83002 B - 10 x 100	Stal A2	0,069 Kg	
8	Obudowa	4	CHW.01.05	Aluminium AP4	0,069 Kg	
7	Zawleczka	4	PN82001 2,5 x 12	Stal A4	0,001 Kg	
6	Podkładka	12	PN82005 10 - 140 HV	Stal A2	0,004 Kg	
5	Sworzen	2	PN83002 B 10 x 65	Stal A2	0,047 Kg	
4	Ramie	4	CHW.01.04	Aluminium AP4	0,051 Kg	
3	Zlacze	1	CHW.01.03	Aluminium AP4	0,090 Kg	
2	Prowadnica	1	CHW.01.02	Aluminium AP4	0,091 Kg	
1	Baza montazowa	1	CHW.01.01	Aluminium AP4	0,151 Kg	
Lp.	Nazwa przedmiotu	Szt.	Nr normy rysunku	Materiał	Masa	Uwagi

PROJEK.	Kucia			NAZWA PRZEDMIOTU:		MATER.	MASA	PODZ.
KONSTR.				Chwytek typu P-(O-P-Op)				1:2
RYSOW.				NAZWA ZAKŁADU		NR RYSUNKU		ARKUSZ
SPRAW.				AGH EAIiE		CHW.01.00		2/2
	NAZWISKO	DATA	PODPIS					



PROJEK.	Kucia			NAZWA PRZEDMIOTU:	MATER.	MASA	PODZ.
KONSTR.				RAMIE	PN PA4		1:1
RYSOW.				NAZWA ZAKLADU	NR RYSUNKU		ARKUSZ
SPRAW.				AGH EAIiE	CHW.01.04		1/1
	NAZWISKO	DATA	PODPIS				

