

PROJEKT TECHNICZNY CHWYTAKA

ZADANIE PROJEKTOWE: Zaprojektować chwytak do manipulatora przemysłowego wg zadanego schematu kinematycznego spełniający następujące wymagania:

- w procesie transportu urządzenie chwytające ma za zadanie pobrać (uchwycić) obiekt w położeniu początkowym, trzymać go w trakcie trwania czynności transportowych i uwolnić go w miejscu docelowym,
- obiektami transportu są wałki i tuleje o zakresie średnic $d = 10 \div 100 \text{ mm}$, długości $l = 20 \div 200 \text{ mm}$ z mosiądzu lub stali,
- manipulator zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu nominalnym $p_n = 0,6 \text{ MPa}$.

Uwaga: Zakres zadania projektowego oraz przykład rozwiązania zostanie przedstawiony z obszernymi komentarzami pisanymi kursywą. Komentarzy tych nie należy przepisywać we własnym rozwiązaniu.

ZAKRES PROJEKTU

1. Obliczenie ruchliwości chwytaka na podstawie zadanego schematu kinematycznego.

Wyznaczona ruchliwość chwytaka „w” (wzór 1) określa liczbę niezależnych koniecznych napędów chwytaka. W przypadku gdy $w=1$, napęd chwytaka jest realizowany za pomocą jednego silnika o ruchu liniowym lub obrotowym. W rozwiązywanym zadaniu projektowym zakładamy, że silnikiem napędowym będzie siłownik pneumatyczny.

2. Analiza zadania projektowego, ustalenie listy wymagań oraz przyjęcie modelu obliczeniowego chwytaka.

- wyznaczanie skoku siłownika, wymiarów elementów chwytaka, zakresu szczęk chwytaka oraz wymiarów i ciężaru obiektu manipulacji**

Zadany schemat kinematyczny chwytaka należy narysować w podziałce 1:1 na arkuszu formatu A4 lub A3. Zakładając maksymalny skok $\Delta x = x_{\max} - x_{\min}$ tłoczyska siłownika pneumatycznego oraz przyjmując wstępnie wymiary członów oznaczonych na schemacie kinematycznym, należy narysować ten schemat w dwóch skrajnych położeniach, które określają zarazem minimalne i maksymalne rozwarście końcówek chwytanych. Na tej podstawie możemy określić zakres rozwarścia szczęk chwytaka $\Delta y = 2(y_{\max} - y_{\min})$, i ustalić minimalne i maksymalne wymiary chwytanego obiektu. Należy przyjąć, że obiektem chwytanym jest wałek o przekroju kołowym. Jeżeli zakres przemieszczenia szczęk chwytaka uznamy za niewystarczający, należy zmienić wymiary członów oraz skok siłownika.

Po ostatecznym ustaleniu wymiarów możliwe jest określenie maksymalnej średnicy obiektu chwytanego d_{\max} i na tej podstawie jego maksymalnego ciężaru Q_{\max} (wzór 2).

- wyznaczenie maksymalnej koniecznej siły chwytu $F_{ch \max}$ i obliczenie wymiarów szczęki,**

Wyznaczenie maksymalnej siły chwytu powinna poprzedzić analiza sposobu uchwycenia. W rozwiązywanym zadaniu projektowym przyjmujemy siłowy sposób uchwycenia przedmiotu. Sposób ten polega na wywarcu odpowiedniego nacisku normalnego na trans-

portowany obiekt, gwarantującego przeniesienie obiektu przy pomocy siły tarcia spełniającej warunek $T > Q_{\max}$. Przy takim uchwyceniu obiektu decydujące znaczenie ma **siła normalna** N nacisku szczęk na obiekt oraz **współczynnik tarcia** μ współpracujących powierzchni, tzn. powierzchni szczęk chwytaka i obiektu transportowanego. Po określeniu siły normalnej obliczymy następnie maksymalną konieczną siłę chwytu $F_{ch \max}$ (wzór 3).

Wstępny dobór geometrii chwytaka zakończymy wyznaczając wymiar „e” dla szczęki spełniający warunek $e > e_{\min}$ (wzór 4). Spełnienie tego warunku gwarantuje prawidłowe uchwycenie szczękami chwytaka obiektu (wałka) o założonej średnicy maksymalnej, stycznie do jego powierzchni bocznej.

3. Wyznaczenie charakterystyki przesunięciowej chwytaka $y = f_p(x)$.

Charakterystyka przesunięciowa chwytaka $y = f_p(x)$ określa zależność pomiędzy rozwarciem końcówek chwytanych $2y$ a przemieszczeniem liniowym siłownika napędowego. Charakterystykę przesunięciową można otrzymać na drodze analitycznej, grafoanalitycznej, lub symulacji komputerowej. Charakterystyka przesunięciowa jest podstawą wyznaczenia charakterystyki prędkościowej chwytaka $f_v(x)$.

4. Wyznaczenie charakterystyki prędkościowej chwytaka $f_v(x) = \frac{\dot{y}}{\dot{x}}$

Charakterystyka prędkościowa chwytaka $f_v(x) = \frac{\dot{y}}{\dot{x}}$ określa stosunek prędkości końcówki chwytnej \dot{y} do prędkości tłoczyska siłownika \dot{x} (przełożenie kinematyczne) w funkcji przemieszczenia siłownika x . Charakterystykę prędkościową analogicznie jak i przesunięciową można otrzymać na drodze analitycznej, grafoanalitycznej lub symulacji komputerowej. Charakterystyka prędkościowa daje możliwość wyznaczenia charakterystyki siłowej chwytaka $f_F(x)$.

5. Wyznaczenie charakterystyki siłowej $f_F(x) = \frac{F_{ch}}{F_s}$

Charakterystyka siłowa chwytaka $f_F(x) = \frac{F_{ch}}{F_s}$ określa stosunek siły chwytu F_{ch} do siły na tłoczysku siłownika F_s (przełożenie siłowe) w funkcji przemieszczenia siłownika x . Charakterystykę siłową można otrzymać na drodze grafoanalitycznej, analitycznej lub symulacji komputerowej oraz na podstawie charakterystyki prędkościowej chwytaka korzystając z metody mocy chwilowych $f_F(x) = \frac{1}{2f_v(x)}$.

Charakterystyka siłowa pozwala na określenie maksymalnej siły na tłoczysku siłownika $F_{s \max}$ potrzebnej do uzyskania maksymalnej niezbędnej siły chwytu $F_{ch \max}$, co stanowi **podstawę doboru siłownika**. Charakterystyka siłowa pozwala ponadto określić korzystny ze względu na wartość siły chwytu zakres skoku siłownika.

Uwaga: Obliczenia wymagane w pkt. 3÷5 można przeprowadzać różnymi metodami (grafoanalityczna, analityczna, symulacja komputerowa). W celu uniknięcia błędów obliczenia należy wykonać w każdym przypadku dwiema metodami, z których jedną traktujemy jako podstawową a drugą jako sprawdzającą i wówczas obliczamy tylko wybrane wartości parametrów. W przypadku charakterystyki siłowej dodatkową metodą sprawdzającą jest metoda mocy chwilowych (pkt. 6).

W przypadku traktowania metody grafoanalitycznej jako podstawowej obliczenia należy przeprowadzić dla co najmniej czterech różnych położeń chwytaka w tym dla dwóch położeń skrajnych (maksymalne i minimalne rozwarście szczęk chwytaka) a uzyskane wyniki aproksymować odpowiednimi charakterystykami. Można w tym celu wykorzystać dostępne programy komputerowe np. Excel.

Przy wyznaczaniu charakterystyki siłowej chwytaka należy przeprowadzić obliczenia statyczne pomijając siły ciężkości i bezwładności elementów chwytaka oraz pomijając tarcie w jego parach kinematycznych. Tarcie występuje jedynie pomiędzy szczękami chwytaka a uchwyconym obiektem.

6. Sprawdzenie metodą mocy chwilowych charakterystyki siłowej chwytaka na

podstawie jego charakterystyki prędkościowej $f_F(x) = \frac{1}{2f_v(x)}$ dla jednego zadanego położenia i porównanie wyników.

7. Obliczenia wytrzymałościowe chwytaka przy maksymalnych obciążeniach:

- a) sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka
- b) sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie dla najbardziej obciążonego sworznia.

Obliczenia wytrzymałościowe zostaną przeprowadzone dla wybranych elementów konstrukcji i pozwolą określić ich **minimalne wymiary** w analizowanych przekrojach. Nie oznacza to jednak, że dokładnie te wymiary należy przyjąć w konstrukcji chwytaka. W ostatecznym doborze wymiarów elementów chwytaka należy zachować właściwe proporcje wymiarowe uzasadnione również względami konstrukcyjnymi jak: zastosowanie typowych elementów, kształtowników, łożysk, elementów złącznych, unikanie zbędnej obróbki elementów, prostota konstrukcji itp.

8. Obliczenie wymaganych parametrów napędu pneumatycznego chwytaka i jego dobór.

Dobór siłownika pneumatycznego przeprowadzamy na podstawie obliczonej maksymalnej siły wymaganej na tłoczysku siłownika F_{smax} oraz wartości wymaganego skoku. W projektowanym chwytaku możemy wykorzystać siłowniki dostępne w handlu (wg katalogów firm). Możliwe jest również zaprojektowanie własnego siłownika zintegrowanego z konstrukcją chwytaka.

9. Wykonanie rysunku złożeniowego chwytaka oraz rysunków wykonawczych zadanych części.

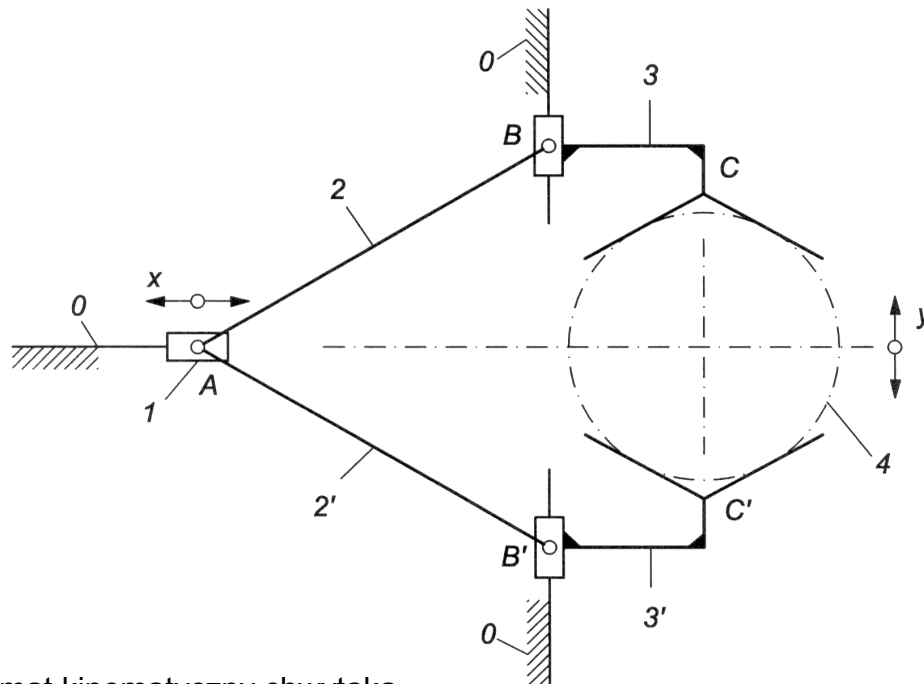
Rysunki konstrukcyjne (złożeniowy i wykonawcze) stanowią zasadniczą część projektu konstrukcyjnego chwytaka. Do zaliczenia pracy wymagane jest wykonanie rysunku złożeniowego chwytaka wraz ze specyfikacją podzespołów i części oraz rysunku wykonawczego jednej wybranej części o średnim stopniu złożoności. Można również uznać, że będą spełnione minimalne wymagania w przypadku wykonania rysunku złożeniowego w postaci aksonometrycznego schematu konstrukcyjnego wraz z odpowiednim rysunkiem wykonawczym

wykonanym w rzutach prostokątnych. Schemat konstrukcyjny jest rysunkiem konstrukcyjnym na którym występują wszystkie podstawowe elementy ale są narysowane w uproszczonej formie geometrycznej, bez szczegółów.

Studenci **mogą** wykonywać rysunki konstrukcyjne z wykorzystaniem programu AutoCAD. Jednak podstawową formą rysowania jest rysowanie ręczne.

PRZYKŁAD 1. ROZWIĄZANIE ZADANIA PROJEKTOWEGO

Zadany schemat kinematyczny chwytaka typu P-(O-O-P)



Rys. 1. Schemat kinematyczny chwytaka.

1. OBLICZENIE RUCHLIWOŚCI CHWYTAKA

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

gdzie: w - ruchliwość chwytaka,

n - liczba członów ruchomych,

p_5 - liczba par kinematycznych klasy piątej obrotowych i postępowych,

p_4 - liczba par klasy czwartej.

Dla powyższego schematu chwytaka mamy:

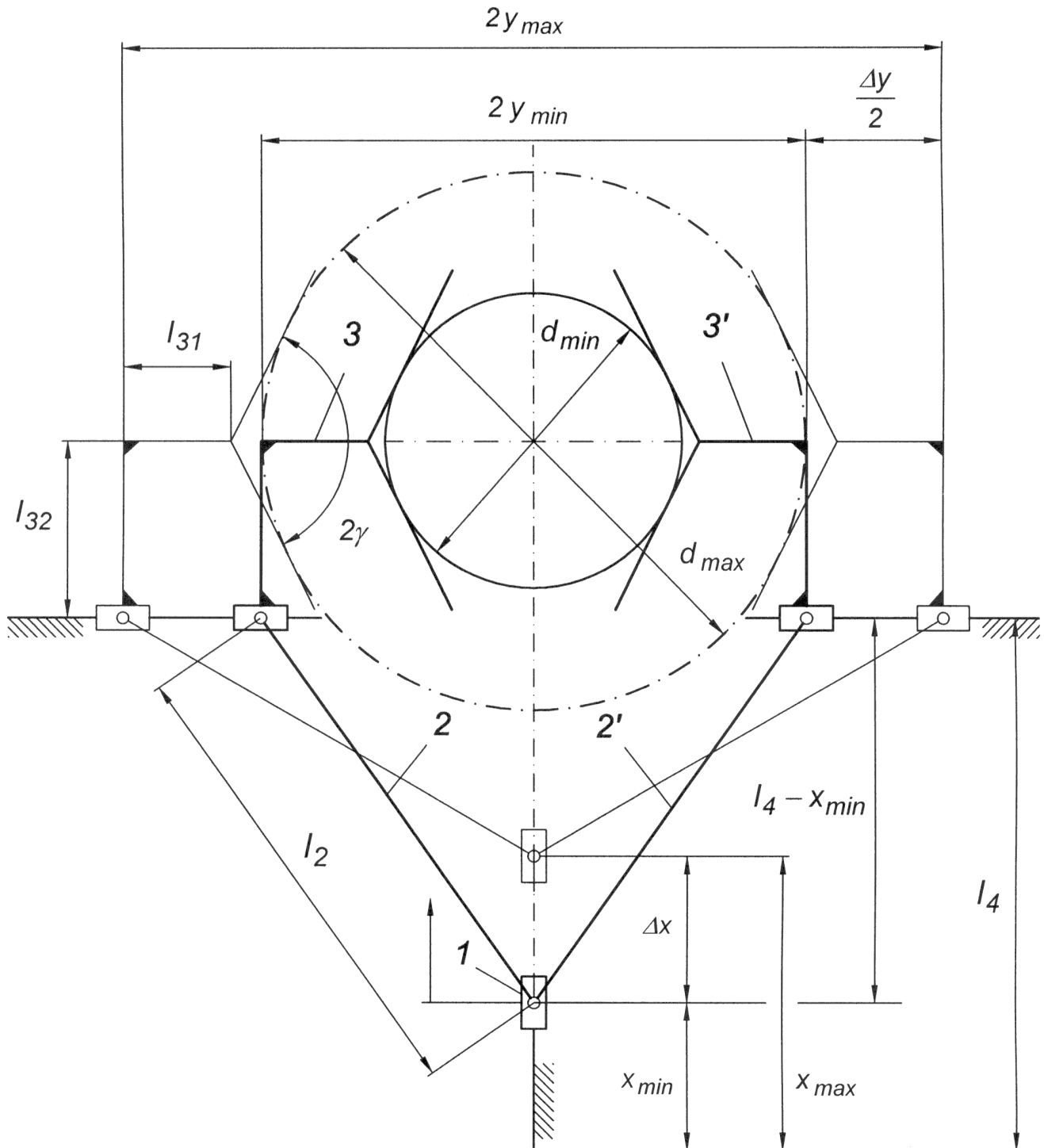
$$n = 5, \quad p_5 = (0,1), (1,2), (1,2'), (2,3), (2',3'), (3,0), (3',0) = 7, \quad p_4 = 0 \quad w = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

Ruchliwość $w=1$ oznacza, że do napędu chwytaka zastosujemy jeden siłownik pneumatyczny o ruchu liniowym.

2. ANALIZA ZADANIA PROJEKTOWEGO

Przyjęcie podstawowych wymiarów elementów chwytaka, wyznaczenie skoku siłownika oraz zakresu rozwarcia szczęk

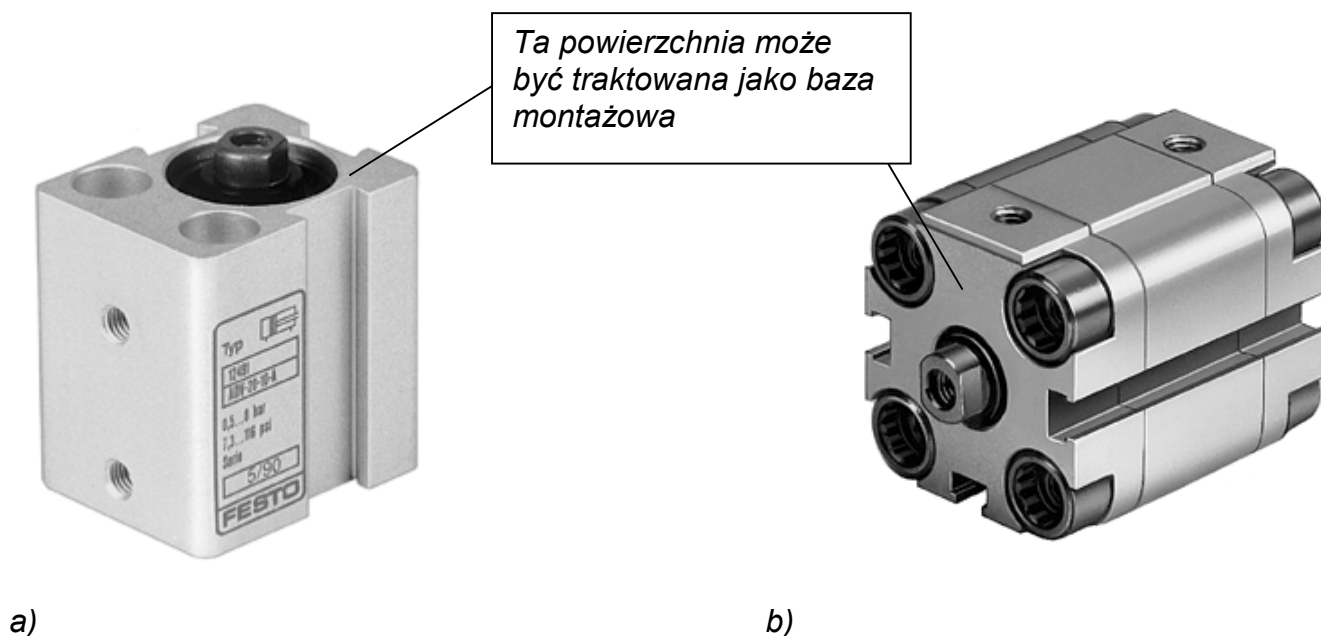
Zadany schemat kinematyczny chwytaka w podziale 1:1 przedstawiono na Rys. 2. Schemat został narysowany w dwóch położeniach przy założonym skoku Δx .



Rys. 2. Schemat kinematyczny chwytaka w założonych położeniach krańcowych

Uwaga: Można przyjmować skoki suwaka 1 mechanizmu chwytaka równe wartościom typowych skoków siłowników.

Przykładowo typowe skoki dla jednego z siłowników typu ADVU firmy Festo wynoszą 1÷400 mm a dla tzw. siłowników krótkoskokowych typ ADV odpowiednio 4÷80 mm. Przyjęcie skoku suwaka identycznego ze skokiem typowego siłownika upraszcza konstrukcję chwytaka ponieważ nie będą wymagane dodatkowe konstrukcyjne ograniczenia skoku.



Rys 3. Siłowniki firmy FESTO a) typu ADV b) typu ADVU,

Ostatecznie na podstawie analizy geometrycznej na podstawie schematu Rys. 2 do dalszych obliczeń przyjęto:

$$x_{min}, x_{max}, \Delta x = x_{max} - x_{min}, y_{min}, y_{max}, \Delta y = 2(y_{max} - y_{min}), \\ l_4 - x_{min}, l_2, l_{31}, l_{32}, \gamma, d_{min}, d_{max}.$$

Uwaga: x_{min} - jest to odległość centralnego punktu suwaka w pozycji maksymalnie cofniętej do wybranej bazy montażowej np. górnej powierzchni siłownika. W obliczeniach charakterystyk chwytaka wartość x_{min} można przyjmować dowolnie.

Maksymalny ciężar obiektu transportowanego obliczono ze wzoru:

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

gdzie: l_{max} [m] - maksymalna długość chwytanego obiektu,
 γ [N/m³] – ciężar właściwy materiału transportowanego.

Wyznaczenie maksymalnej koniecznej siły chwytu $F_{ch\max}$ i minimalnego wymiaru szczęki

Dane: d_{\max} - maksymalna średnica obiektu manipulacji (wałka, tulei),

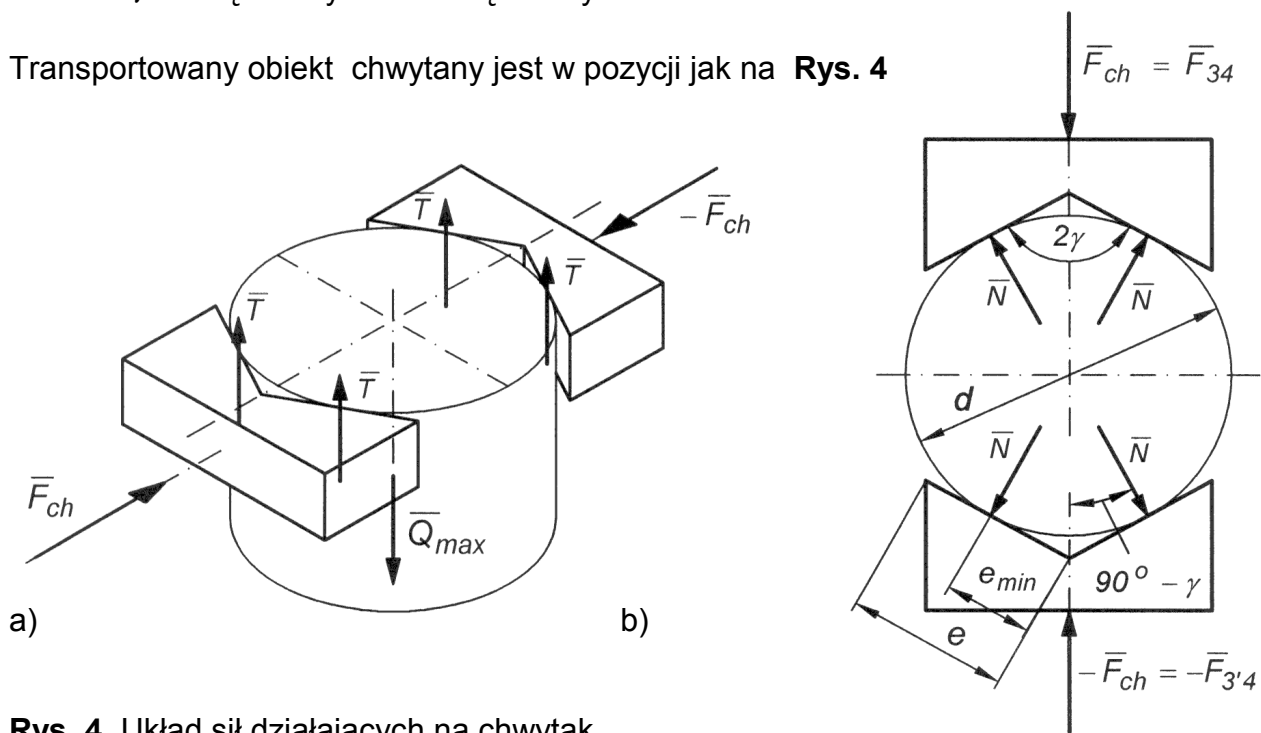
Q_{\max} - maksymalny ciężar obiektu manipulacji,

μ - współczynnik tarcia między szczękami chwytaka a obiektem ($\mu=0,2\div0,3$),

$n = 2$ - współczynnik przeciążenia chwytaka (współczynnik ten wynika z uwzględnienia siły bezwładności oddziaływującej na obiekt transportowany w chwili rozruchu manipulatora, przyjęto, że chwytak doznaje wtedy przyspieszenia równego g)

2γ - kąt nachylenia szczęk chwytaka.

Transportowany obiekt chwytany jest w pozycji jak na **Rys. 4**



Rys. 4. Układ sił działających na chwytak

a) rozkład sił tarcia podczas chwytania obiektu

b) rozkład sił normalnych podczas chwytania obiektu

Wyznaczenie siły chwytu

$$F_{ch} = 2N \cos(90^\circ - \gamma), \quad N = \frac{F_{ch}}{2 \cos(90^\circ - \gamma)} = \frac{F_{ch}}{2 \sin \gamma}, \quad T = \mu N = \frac{F_{ch} \cdot \mu}{2 \sin \gamma}.$$

Dla prawidłowego uchwycenia transportowanego elementu musi być spełniony warunek:

$$4T = \frac{2F_{ch} \cdot \mu}{\sin \gamma} \geq Q \cdot n \quad \text{stąd siła chwytu } F_{ch} \geq \frac{Q \cdot n \sin \gamma}{2\mu} \quad \text{oraz} \quad F_{ch\max} \geq \frac{Q_{\max} \cdot n \sin \gamma}{2\mu} \quad (3)$$

Wyznaczenie minimalnego wymiaru szczęki

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{d}{2e_{\min}} \quad \text{stąd} \quad e_{\min} = \frac{d}{2 \operatorname{tg} \gamma} \quad \text{oraz} \quad e > e_{\min} = \frac{d}{2 \operatorname{tg} \gamma} \quad (4)$$

3. WYZNACZENIE CHARAKTERYSTYKI PRZESUNIĘCIOWEJ CHWYTAKA

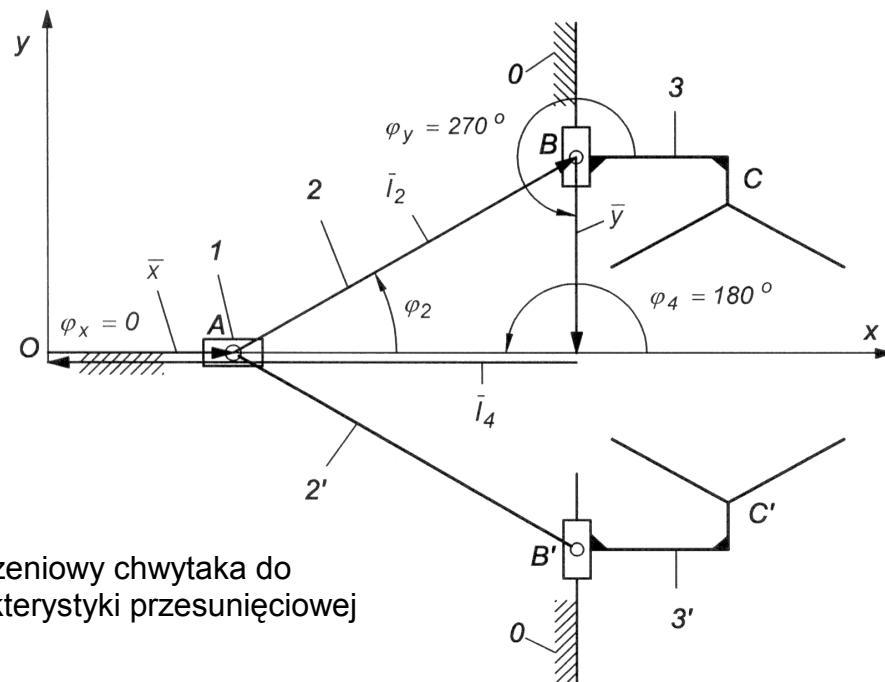
Charakterystyka przesunięciowa chwytaka: $y = f_p(x)$ (5)

gdzie:

x - przesunięcie zespołu napędowego (tłoczyśka siłownika pneumatycznego),

y - przesunięcie końcówek chwytanych

$f_p(x)$ - przełożenie przesunięciowe mechanizmu chwytaka.



Rys. 5. Model obliczeniowy chwytaka do wyznaczania charakterystyki przesunięciowej i prędkościowej

Dane: $x = x(t)$, $\varphi_x = 0$, l_2 , $\varphi_y = 270^\circ$, l_4 , $\varphi_4 = 180^\circ$

Wyznamy: φ_2 , y , $\dot{\varphi}_2$, \dot{y} , oraz charakterystykę przesunięciową $y = f_p(x)$

Zadanie zostanie rozwiązane metodą analityczną

W celu rozwiązania zadania metodą analityczną przyjmujemy układ współrzędnych Oxy . W schemat kinematyczny mechanizmu wpisujemy zamknięty wielobok wektorowy. Oznaczamy kąty jakie tworzą wektory z osią x układu współrzędnych. Dla przyjętego wieloboku możemy napisać równanie wektorowe:

$$\sum_{i=1}^4 \vec{l}_i = 0, \quad \bar{x} + \bar{l}_2 + \bar{y} + \bar{l}_4 = 0$$

Rozwiązanie:

$$x \cos \varphi_x + l_2 \cos \varphi_2 + y \cos \varphi_y + l_4 \cos \varphi_4 = 0$$

$$x \sin \varphi_x + l_2 \sin \varphi_2 + y \sin \varphi_y + l_4 \sin \varphi_4 = 0$$

$$x + l_2 \cos \varphi_2 - l_4 = 0$$

$$l_2 \sin \varphi_2 - y = 0$$

(6)

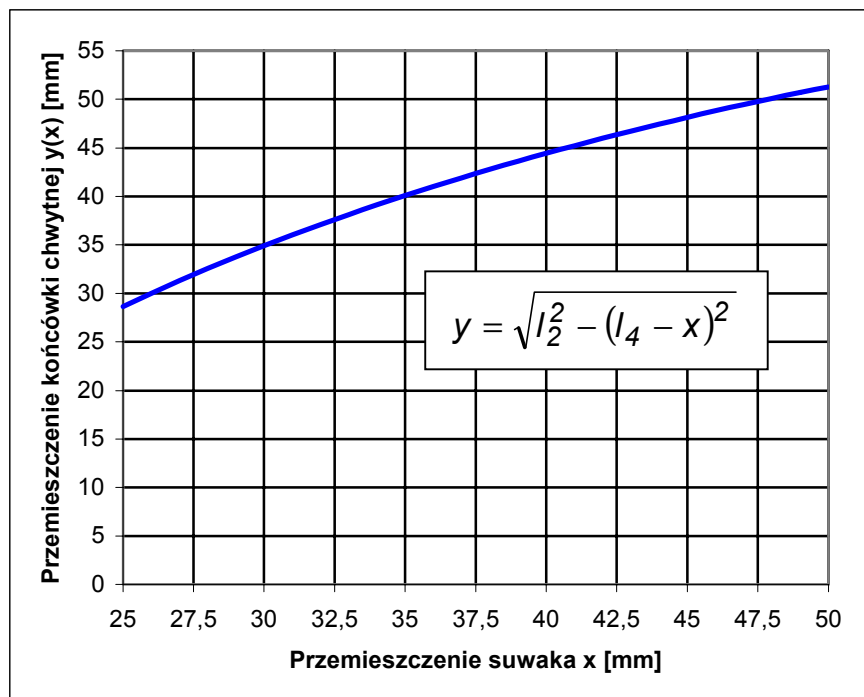
Na podstawie (6) mamy:

$$l_2 \cos \varphi_2 = l_4 - x$$

$$l_2 \sin \varphi_2 = y \quad \text{stąd: } l_2^2 = (l_4 - x)^2 + y^2$$

ostatecznie **charakterystyka przesunięciowa chwytaka**: $y = \pm \sqrt{l_2^2 - (l_4 - x)^2}$ (7)

oraz **kąt obrotu członu 2**: $\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{y}{l_4 - x} = \frac{\sqrt{l_2^2 - (l_4 - x)^2}}{l_4 - x}$ (8)



Rys. 6. Charakterystyka przesunięciowa chwytaka (Excel)

4. WYZNACZENIE CHARAKTERYSTYKI PRĘDKOŚCIOWEJ CHWYTAKA

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

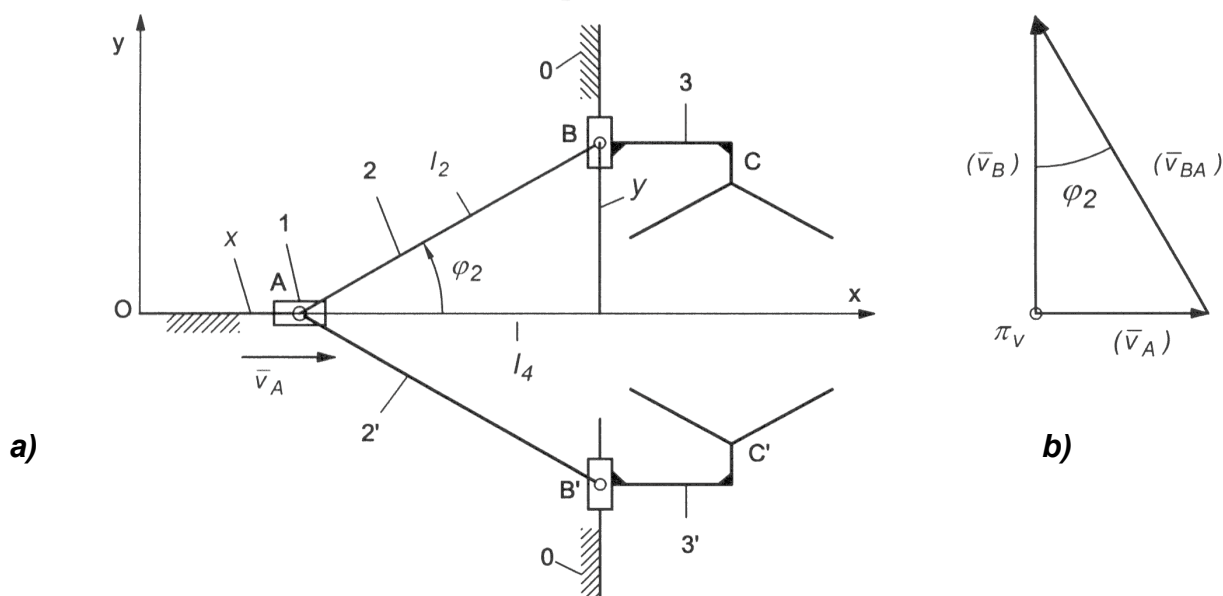
Charakterystykę prędkościową otrzymujemy obliczając pochodną względem czasu wyrażenia (7).

$$\dot{y} = \pm \frac{l_4 - x}{\sqrt{l_2^2 - (l_4 - x)^2}} \dot{x} \quad \text{lub} \quad f_v(x) = \frac{\dot{y}}{\dot{x}} = \frac{l_4 - x}{\sqrt{l_2^2 - (l_4 - x)^2}} \quad (9)$$

gdzie: \dot{x}, \dot{y} odpowiednio prędkość tłoczyska i prędkość końcówki chwytnej

Charakterystykę prędkościową można również wyznaczyć na podstawie analizy kinematycznej mechanizmu chwytaka przeprowadzonej metodą wektorową nazywaną metodą planów prędkości. Metoda ta polega na zapisaniu równań wektorowych określających prędkości charakterystycznych punktów mechanizmu, a następnie ich rozwiązaniu wykreślnym. Zależności geometryczne wynikające z planów prędkości mogą również w przypadku prostych mechanizmów stanowić podstawę do wyprowadzenia zależności analitycznych (w tym przypadku z pominięciem metody analitycznej stosowanej powyżej).

Wyznamy charakterystykę prędkościową mechanizmu chwytaka **Rys. 7.** metodą planów prędkości. Dane: $v_A = \dot{x}$



Rys. 7. Analiza kinematyczna mechanizmu chwytaka metodą wektorową (planów prędkości)
a) schemat mechanizmu do analizy, b) plan prędkości

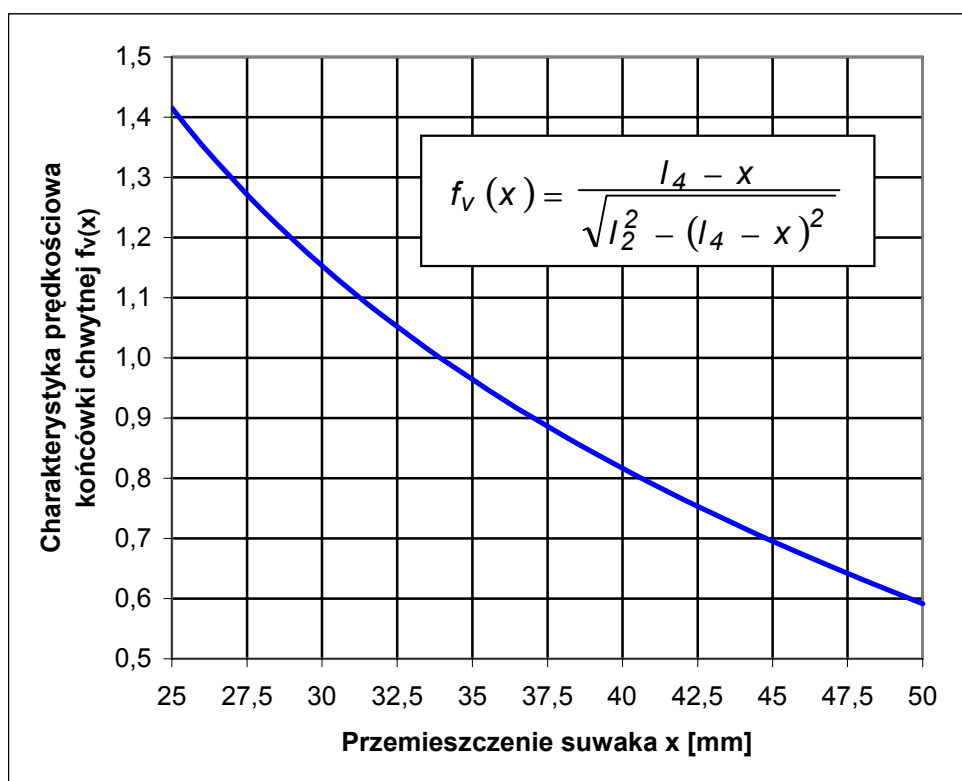
$$\underline{\underline{\bar{V}_B}} = \underline{\underline{\bar{V}_A}} + \underline{\underline{\bar{V}_{BA}}} \quad (10)$$

Przyjmujemy podziałkę rysunkową prędkości: $k_V = \frac{v_A}{(v_A)}$ i rozwiązujemy wykreślnie równanie (10) (**Rys. 7b**).

Na podstawie **Rys. 7a,b** możemy wyprowadzić charakterystykę prędkościową chwytaka:

$$f_v(x) = \frac{\dot{y}}{\dot{x}} = \frac{(v_B)k_v}{(v_A)k_v} = \frac{v_B}{v_A} = \operatorname{ctg} \varphi_2 = \frac{l_4 - x}{y} = \frac{l_4 - x}{\sqrt{l_2^2 - (l_4 - x)^2}} \quad (11)$$

Wzory (11) i (9) są identyczne co potwierdza poprawność przeprowadzonej analizy kinematycznej chwytaka.



Rys. 8. Charakterystyka prędkościowa chwytaka (Excel)

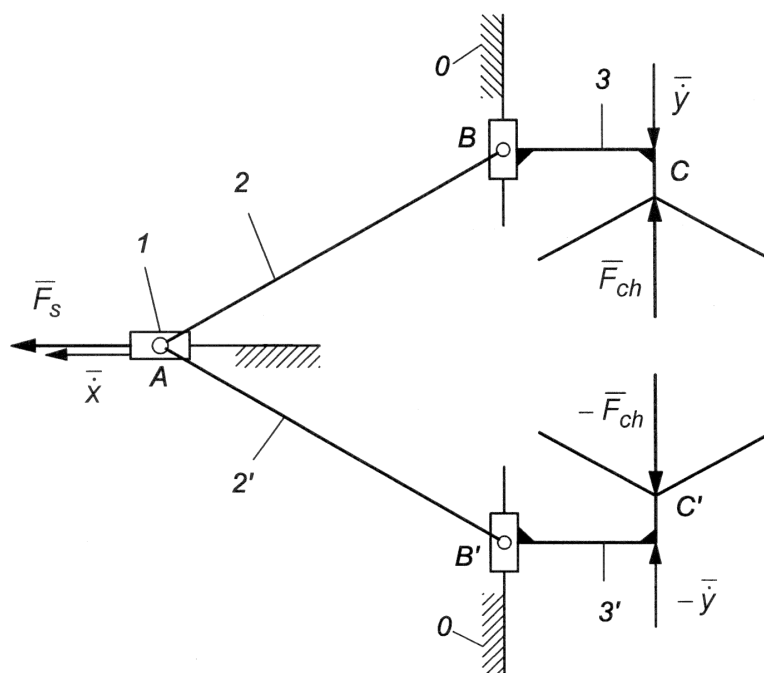
5. WYZNACZENIE CHARAKTERYSTYKI SIŁOWEJ CHWYTAKA

Charakterystyka siłowa (przełożenie siłowe) chwytaka:
$$f_F(x) = \frac{F_{ch}}{F_s} \quad (12)$$

gdzie: F_s - siła na wyjściu zespołu napędowego (siłownika) chwytaka,

F_{ch} - siła chwytu,

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



Rys. 9. Model obliczeniowy chwytaka do wyznaczenia charakterystyki siłowej

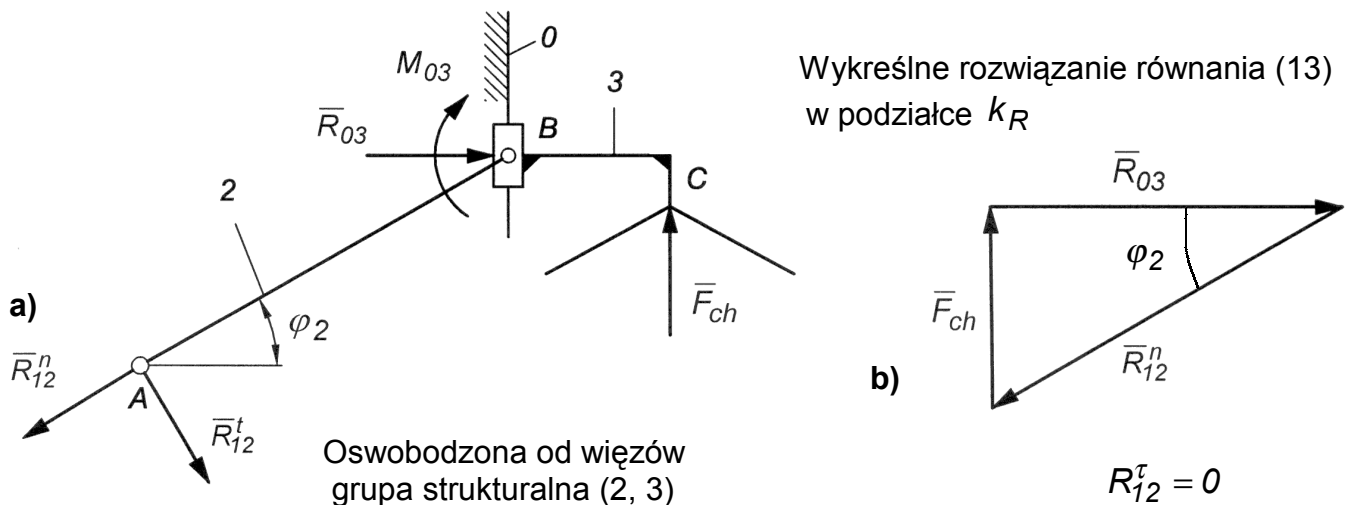
Ograniczymy się do analizy statycznej chwytaka pomijając siły ciężkości i siły bezwładności jego elementów oraz siły tarcia w parach kinematycznych. Zadanie rozwiążemy **metodą grafoanalityczną** opartą na wektorowym zapisie równań równowagi sił oraz analitycznym zapisie równań równowagi momentów sił. W tej metodzie analizę siłową rozpoczynamy od wyznaczenia układu sił działających na tzw. **grupę strukturalną** (w tym przypadku jest układ dwóch członów oswobodzonych od podstawy oraz od członu napędzającego). Po wyznaczeniu sił w grupie strukturalnej przystępuje się do analizy siłowej członu napędzającego (suwaka-tłoczyska siłownika -1).

Ze względu na symetrię mechanizmu przeprowadzimy analizę sił tylko w grupie strukturalnej (2,3). Układ sił dla grupy (2', 3) będzie identyczny.

Metoda grafoanalityczna daje rozwiązanie graficzne dla jednego, wybranego położenia mechanizmu. Jeżeli chcemy określić siły w wielu położeniach mechanizmu musimy takie rozwiązanie wielokrotnie powtórzyć.

Zależności geometryczne wynikające z rozwiązania grafoanalitycznego stanowią w przypadku prostych mechanizmów podstawę do sformułowania analitycznych związków określających siły w parach kinematycznych mechanizmu i opisujących jego charakterystykę siłową. Zostanie to wykorzystane w niniejszym przykładzie.

Analiza sił w grupie strukturalnej (2, 3)



Rys. 10. Analiza sił działających na człony grupy strukturalnej (2, 3)

a) oswobodzenie od więzów grupy strukturalnej, b) oraz graficzne rozwiązanie równania równowagi sił

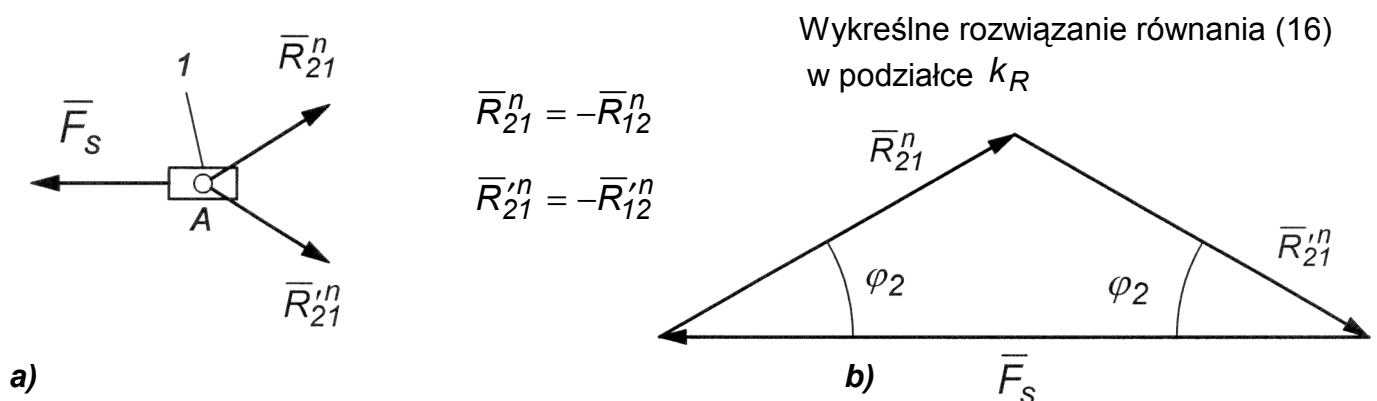
$$\sum \bar{P}_{i(2,3)} = 0 \Rightarrow \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{R}_{03} + \bar{F}_{ch} = \bar{0} \quad (13)$$

$=0$

$$\sum M_{iB(2)} = 0 \Rightarrow R_{12}^t \cdot AB = 0; \quad R_{12}^t = 0 \quad (14)$$

$$\sum M_{iB(3)} = 0 \Rightarrow -M_{03} + F_{ch}BC = 0; \quad M_{03} = F_{ch} \cdot BC \quad (15)$$

Analiza sił dla członu napędzającego 1



Rys. 11. Analiza sił dla członu napędzającego 1.

a) oswobodzenie od więzów członu 1, b) graficzne rozwiązanie równania równowagi sił

$$\sum \bar{P}_{i(1)} = \bar{0} \Rightarrow \bar{F}_s + \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}'^n = \bar{0} \quad (16)$$

Na podstawie równania (16) rozwiązane graficznie na **Rys. 11b** otrzymaliśmy wartość i zwrot siły \bar{F}_s siłownika niezbędnej do uchwycenia przedmiotu z siłą \bar{F}_{ch} w położeniu mechanizmu jak na rysunku.

Zależności analityczne

Na podstawie **Rys. 10b** mamy: $R_{12}^n = \frac{F_{ch}}{\sin \varphi_2}$

Na podstawie **Rys. 11b** mamy: $F_s = 2R_{21}^n \cos \varphi_2 = 2 \cdot F_{ch} \cdot \operatorname{ctg} \varphi_2$

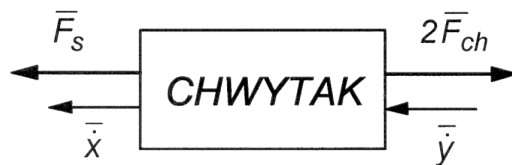
stąd charakterystyka siłowa: $f_F(x) = \frac{F_{ch}}{F_s} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_2}{2} = \frac{\sqrt{l_2^2 - (l_4 - x)^2}}{2(l_4 - x)}$ (17)

6. SPRAWDZENIE CHARAKTERYSTYKI SIŁOWEJ CHWYTAKA METODĄ MOCY CHWILOWYCH**Równanie mocy chwilowych dla chwytaka**

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

$$N_{we} + N_{wy} = 0, \text{ gdzie } N_{we} = \bar{F}_s \cdot \dot{\bar{x}}, \quad N_{wy} = 2\bar{F}_{ch} \cdot \dot{\bar{y}} \quad (18)$$

$$\text{czyli: } \bar{F}_s \cdot \dot{\bar{x}} + 2\bar{F}_{ch} \cdot \dot{\bar{y}} = 0 \quad \text{stąd: } F_s \cdot \dot{x} - 2F_{ch} \cdot \dot{y} = 0 \quad (19)$$



Rys. 12. Model chwytaka do wyznaczenia bilansu mocy chwilowych

Na podstawie (19) można wyznaczyć charakterystykę siłową przy pomocy charakterystyki

prędkościowej ponieważ zachodzi zależność: $\frac{F_{ch}}{F_s} = \frac{\dot{x}}{2\dot{y}} = f_F(x)$ lub $f_F(x) = \frac{1}{2f_v(x)}$ (20)

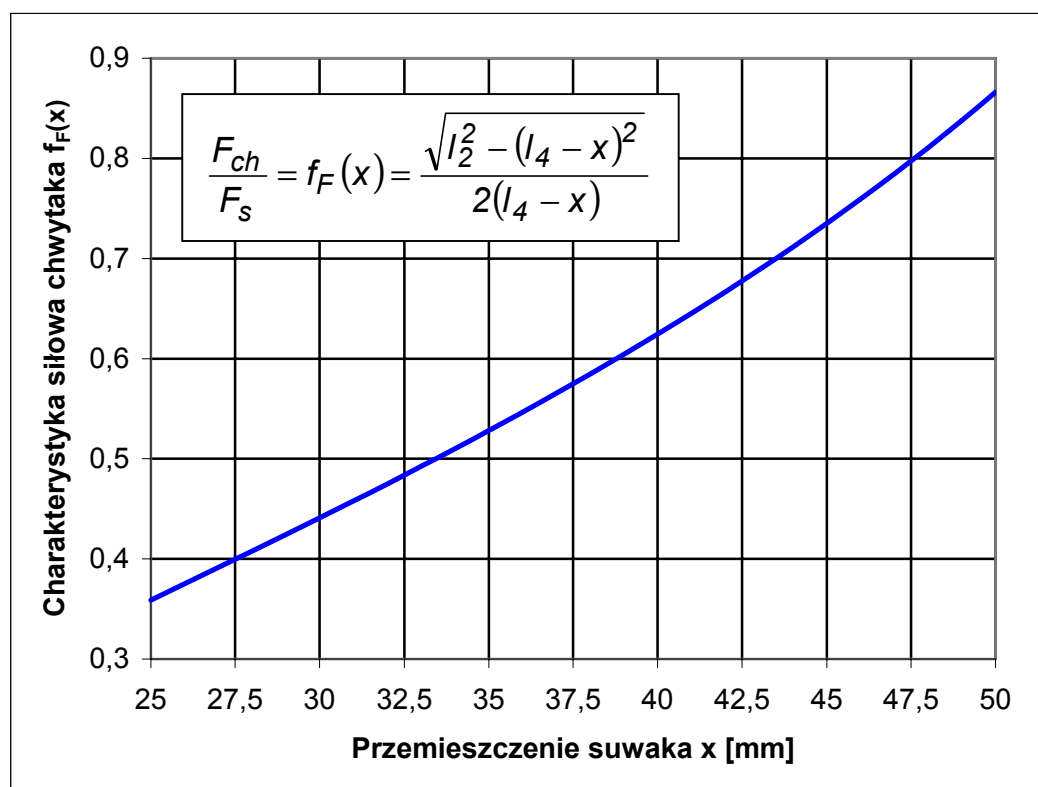
Obliczanie charakterystyki siłowej chwytaka na podstawie jego charakterystyki prędkościowej metodą mocy chwilowych

Podstawiając zależność (9) do wzoru (20) otrzymamy:

$$f_F(x) = \frac{1}{2f_v(x)} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_2}{2} = \frac{\sqrt{l_2^2 - (l_4 - x)^2}}{2(l_4 - x)} \quad (21)$$

Na podstawie równania mocy chwilowych otrzymaliśmy zatem charakterystykę siłową mechanizmu chwytaka.

Równania (17) i (21) mają identyczną postać co potwierdza poprawność przeprowadzonej analizy siłowej.

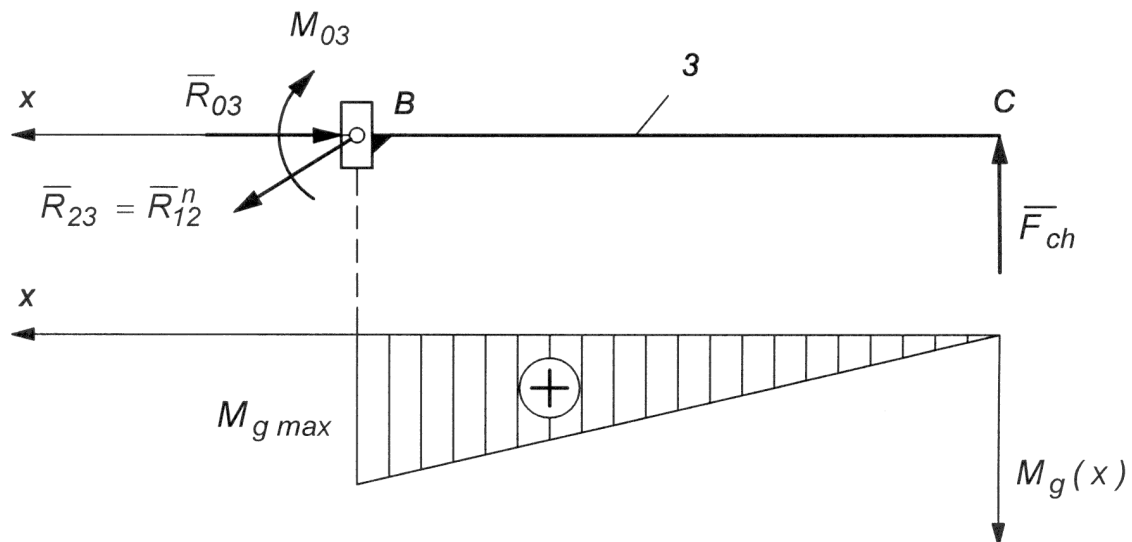


Rys. 13. Charakterystyka siłowa chwytaka (Excel)

7. OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE CHWY TAKA

Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzamy przyjmując wstępnie rodzaj materiału i wymiary przekroju obciążonych elementów. Wymiary te należy przyjmować w oparciu o proporcje zaobserwowane w istniejących konstrukcjach chwytaków. Po sprawdzeniu warunku wytrzymałościowego można dokonać korekty wymiarów.

Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka



Rys. 14. Model obciążenia i wykres momentów gnących dla ramienia chwytaka

Maksymalny moment gnący występuje w punkcie B i wynosi: $M_{g \max} = M_{03} = F_{ch} \cdot BC$

Przyjmujemy przekrój prostokątny ramienia chwytaka o wskaźniku wytrzymałości na

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

Warunek wytrzymałościowy na zginanie ramienia chwytaka ma postać:

$$\sigma_{g \max} = \frac{M_{g \max}}{W_g} = \frac{6F_{ch} \cdot BC}{bh^2} \leq k_g \quad (22)$$

gdzie: k_g - wytrzymałość materiału ramienia na zginanie

Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścinanie dla najbardziej obciążonego sworznia

Przyjmujemy, że połączenie elementu 3 (suwaka z ramieniem) oraz elementu 2 (dźwigni) następuje przy pomocy sworznia, który przenosi siłę R_{12}^n działającą w przegubie B. Sworzeń ten jest ścinany. Średnicę sworznia należy przyjmować w oparciu o wymiary przekrojów łączonych członów, uwzględniając osłabienie przekroju otworem pod sworzeń. Celowe jest prowadzenie obliczeń równocześnie z konstruowaniem mechanizmu.

Warunek wytrzymałościowy na ścinanie sworznia w punkcie B ma postać:

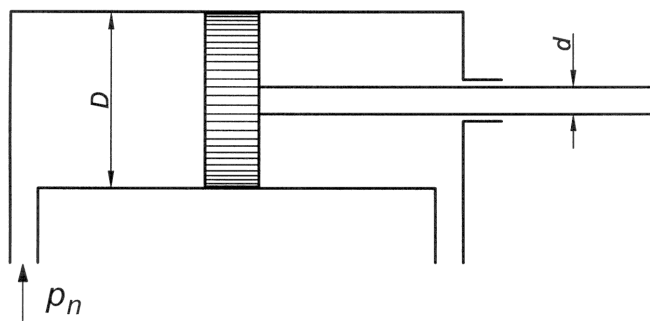
$$\tau_{max} = \frac{F_{tmax}}{A} = \frac{R_{12}^n}{A} = \frac{4F_{ch}}{\pi d^2} \leq k_t \quad (23)$$

gdzie: $A = \pi \frac{d^2}{4}$ – powierzchnia przekroju sworznia, d - średnica sworznia,

k_t - naprężenia dopuszczalne na ścinanie materiału sworznia.

W przypadku ścinania sworznia w dwu płaszczyznach przyjmujemy $A = 2\pi \frac{d^2}{4}$.

8. OBLICZANIE WYMAGANYCH PARAMETRÓW NAPĘDU PNEUMATYCZNEGO CHWYTAKA



Rys. 15. Model siłownika pneumatycznego dwustronnego działania.

$$\text{Teoretyczna siła pchająca cylindra pneumatycznego: } P_{tp} = \frac{\pi D^2}{4} p_n \quad (24)$$

$$\text{Teoretyczna siła ciągnąca napędu pneumatycznego: } P_{tc} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p_n \quad (25)$$

gdzie: $p_n = 0,6 \text{ MPa}$ - ciśnienie nominalne zasilania

$$\text{Zasada doboru siłownika: } P_t \geq P_w = k \cdot F_{s \max} \quad (26)$$

gdzie: P_t - teoretyczna siła pchająca lub ciągnąca siłownika

P_w - obliczona wymagana siła na tłoczysku

$k = 1,2 \div 1,5$ - współczynnik przeciążenia

$F_{s \max}$ - maksymalna siła na tłoczysku siłownika potrzebna do uzyskania maksymalnej niezbędnej siły chwytu, którą wyznaczamy ze wzoru:

$$F_{s \max} = \frac{F_{ch \max}}{f_F(x)_{\min}} \quad (27)$$

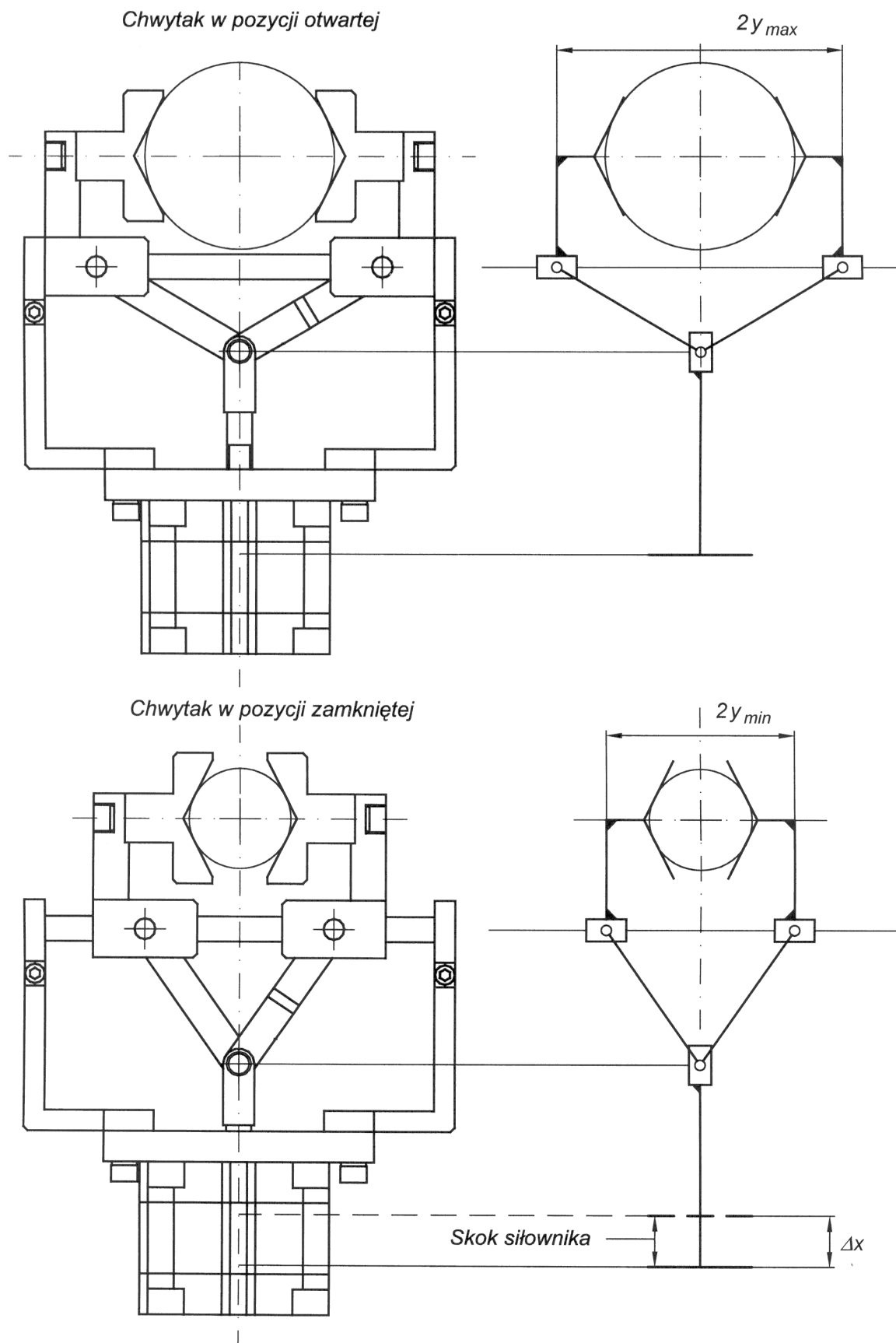
Uwaga: Obliczona wymagana siła na tłoczysku siłownika $P_w = k \cdot F_{s \max}$ jest podstawą doboru siłownika z katalogu firmowego lub przy projektowaniu własnego. Zalecane jest jednak projektowanie chwytaka na bazie siłownika dobranego z katalogu firmowego.

9. RYSUNKI KONSTRUKCYJNE CHWYTAKA

Zakładając, że mamy przyjęte lub obliczone podstawowe parametry geometryczne oraz dobrany napęd (siłownik), możemy przystąpić do kształtowania postaci konstrukcyjnej członów chwytaka. Jeżeli jako napęd stosujemy siłownik handlowy to pozostałą część konstrukcji należy posadowić na siłowniku wykorzystując w tym celu bazę montażową jaką posiada. Należy ukształtować element konstrukcyjny na którym posadowione będą pary kinematyczne występujące w mechanizmie chwytaka. Ten element (podstawa) będzie mocowany do siłownika za pomocą łączników śrubowych. Człon napędowy mechanizmu chwytaka (suwak) będzie posadowiony bezpośrednio na tłoczysku siłownika czyli nie będzie wymagał dodatkowego prowadzenia. Pamiętając o tym, że chwytak jest obciążony przestrzennym układem sił (siła obciążająca Q_{\max} działa prostopadle do płaszczyzny mechanizmu) należy konstruować elementy mechaniczne o odpowiedniej sztywności również w kierunku poprzecznym. Dotyczy to w szczególności łożysk i prowadzeń suwaków.

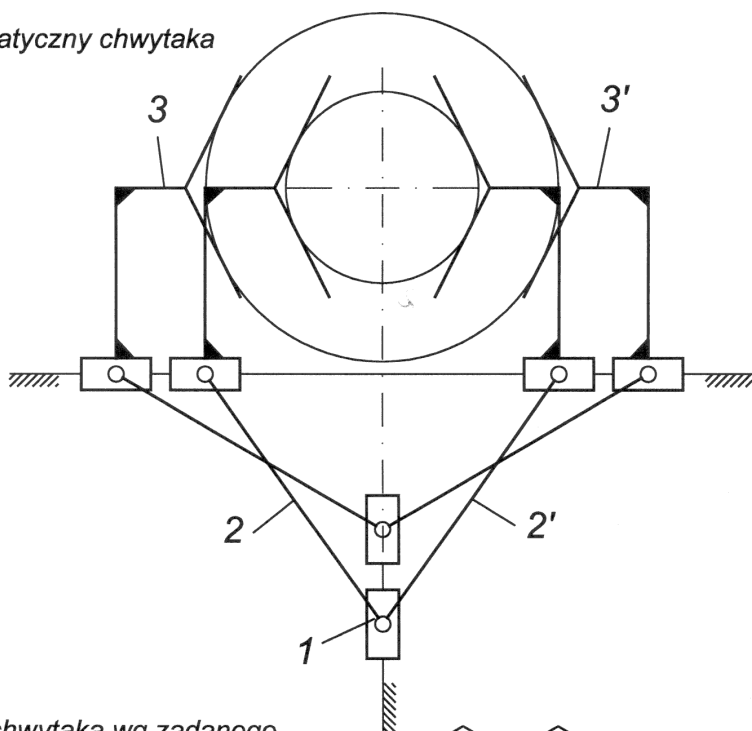
Ostateczny kształt konstrukcji zależy od wiedzy, wyobraźni i inwencji konstruktora. Należy wykorzystywać gotowe elementy (handlowe) jak łączniki śrubowe, pierścienie sprężyste sworznie, kołki, łożyska, kształtowniki itp. ponieważ upraszcza to konstrukcję i zmniejsza jej koszty.

Rozwiązanie konstrukcyjne rozpoczynamy od rzutu głównego chwytaka na rysunku złożeniowym nakładając na narysowany w podziałce 1:2, 1:1 lub 2:1 schemat kinematyczny mechanizmu elementy geometrii członów oraz umiejscawiając siłownik pneumatyczny (rys.16) . Następnie wprowadzimy trzeci wymiar rysując elementy konstrukcyjne w kolejnych rzutach (rys. nr CHW.01.00). W przypadku konstruowania z użyciem programu AutoCAD można zacząć od rysunku siłownika pneumatycznego w przestrzeni trójwymiarowej (rys.17), a następnie nakładać kolejne elementy mechaniczne w postaci brył w celu utworzenia trójwymiarowego rysunku złożeniowego. Rzuty prostokątne chwytaka otrzymamy automatycznie. Rysunek wykonawczy niezależnie od narzędzi konstruowania należy narysować dla jednej części o średnim stopniu złożoności.

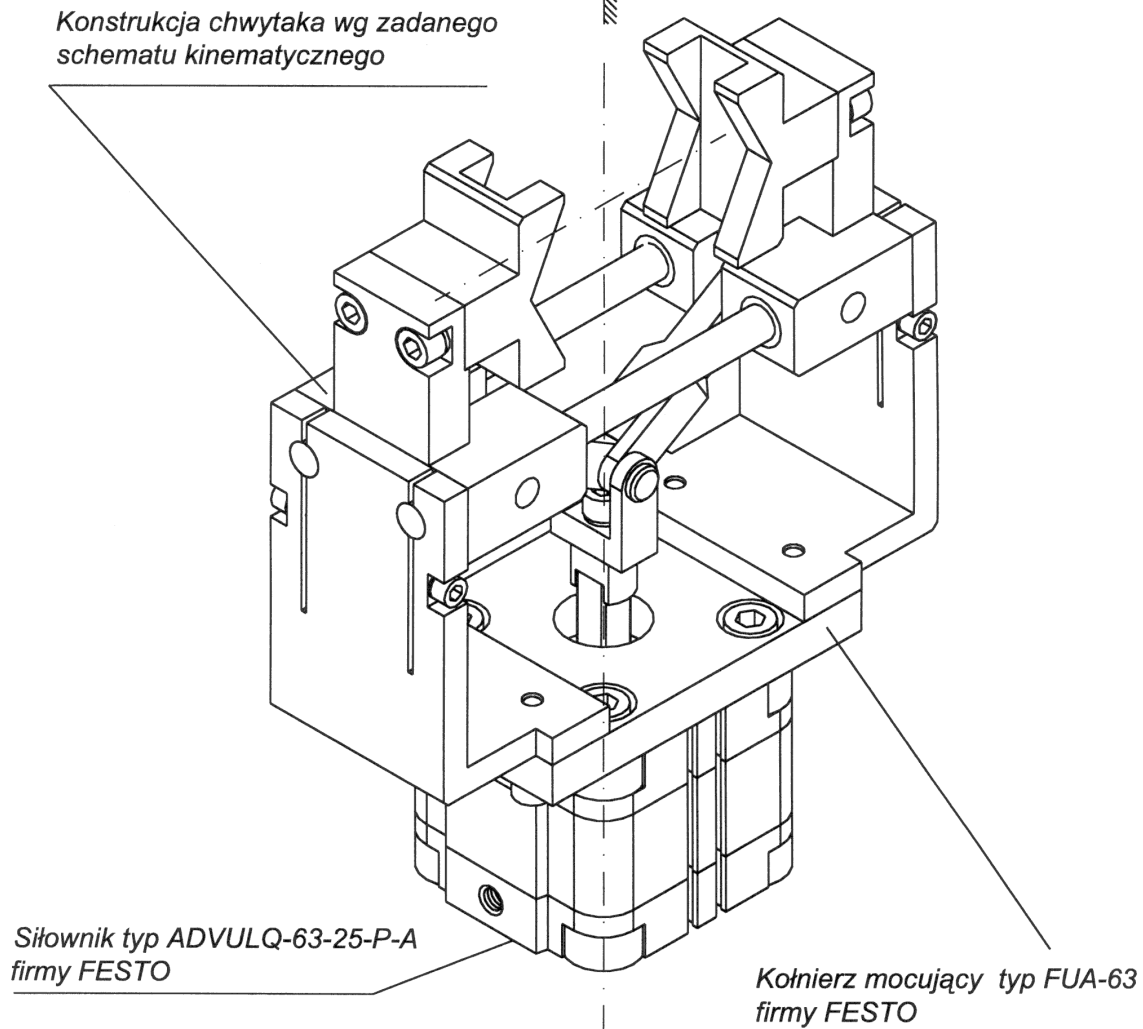


Rys. 16. Konstruowanie chwytaka na podstawie schematu kinematycznego.

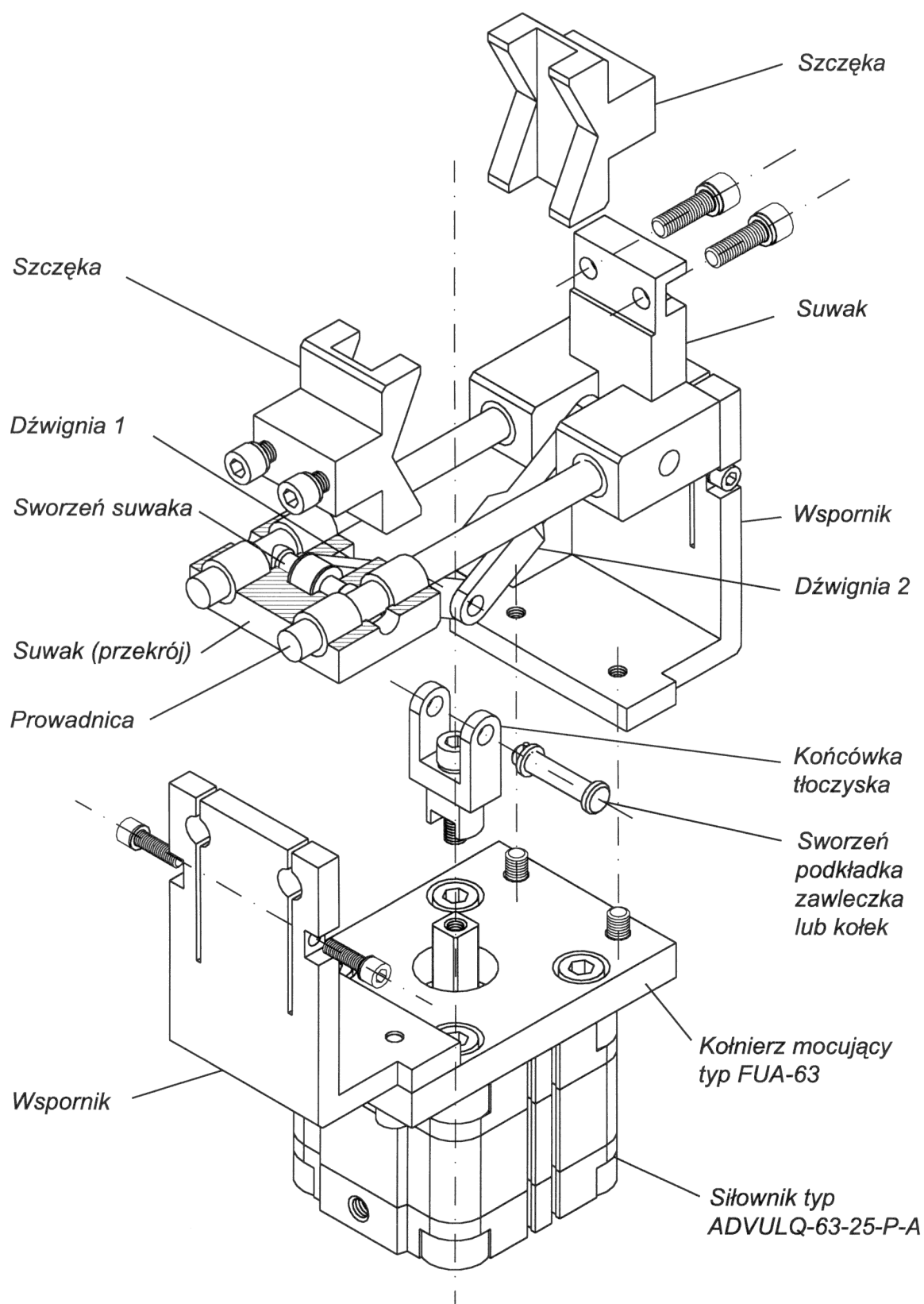
Schemat kinematyczny chwytaka
typu P-(O-O-P)



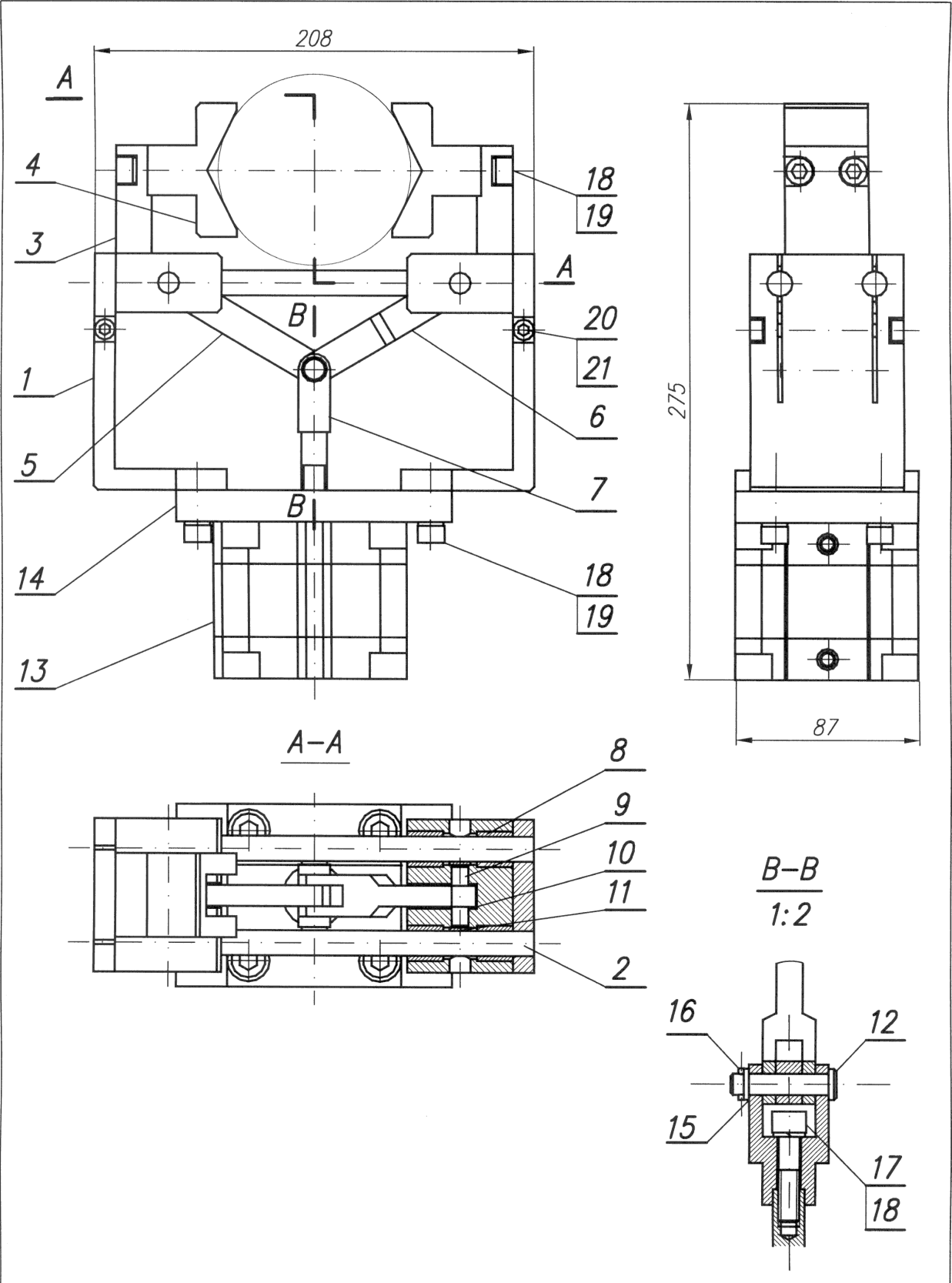
Konstrukcja chwytaka wg zadanego
schematu kinematycznego



Rys. 17. Konstrukcja chwytaka typu P-(O-O-P) napędzanego siłownikiem pneumatycznym w AutoCAD. **Rysunek w takiej postaci nie jest wymagany w ramach projektu**



Rys. 18. Podzespoły i elementy konstrukcyjne chwytaka w AutoCAD
Rysunek w takiej postaci nie jest wymagany w ramach projektu

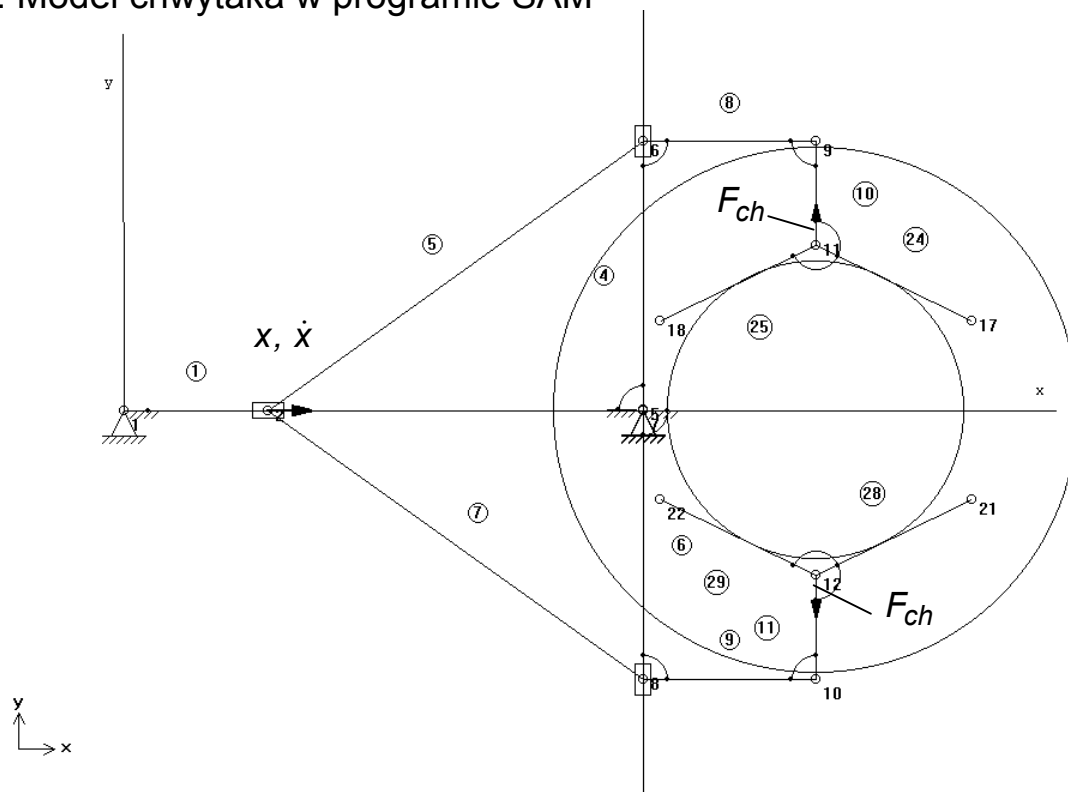


Projek.				Nazwa przedmiotu:		Podz.
Konstr.				Chwytnik typu P-(0-0-P)		1:2,5
Rysow.				Nazwa Zakładu		Nr rysunku
Spraw.				Katedra Mechaniki		CHW.01.00
	Nazwisko	Data	Podpis	i Wibroakustyki		Arkusz
						1/2

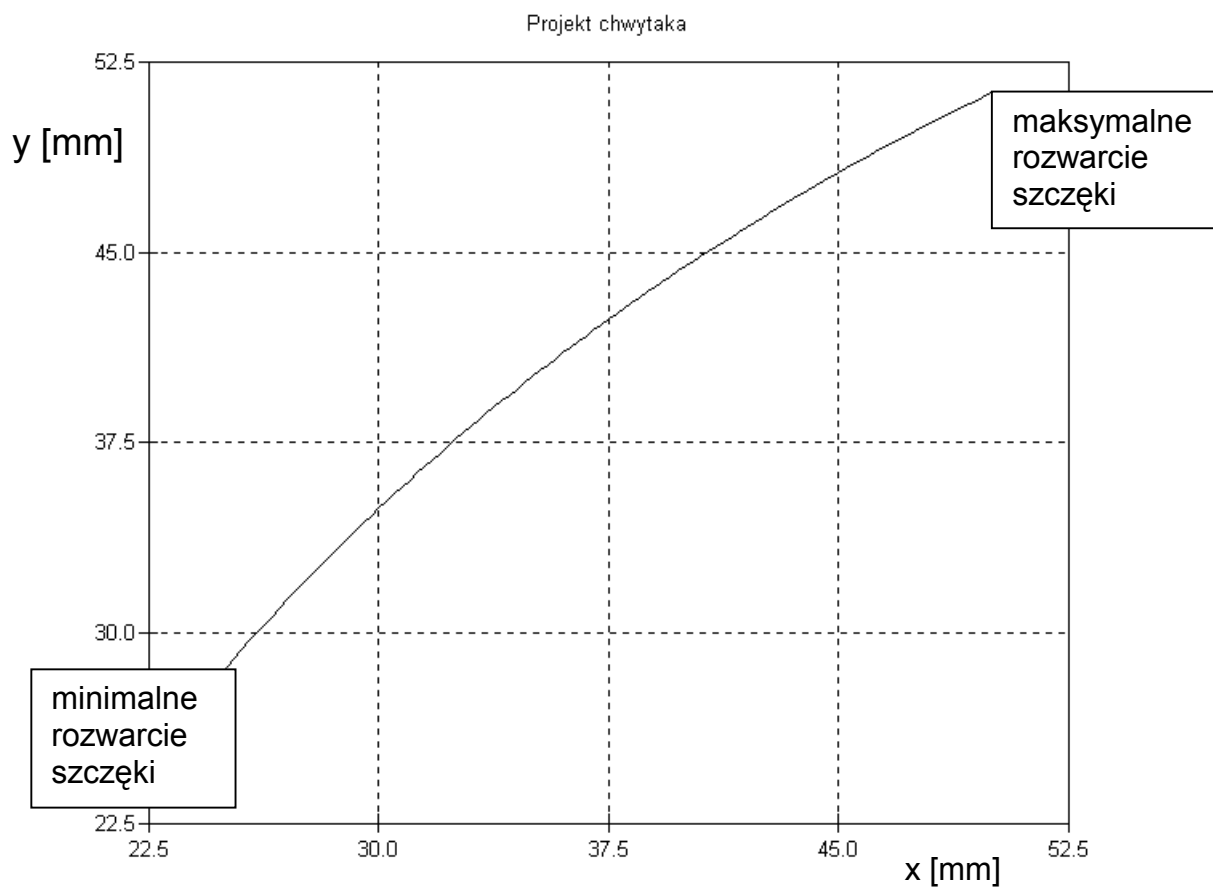
21	Podkładka sprężysta	4	PN-77/M-82008	wg PN		
20	Śruba M6x20	4	PN-74/M-82302	wg PN		
19	Śruba M8x25	8	PN-74/M-82302	wg PN		
18	Podkładka sprężysta 8,2	9	PN-77/M-82008	wg PN		
17	Śruba M8x35	1	PN-74/M-82302	wg PN		
16	Kotek walcowy 2n6x24	1	PN-66/M-85021	wg PN		
15	Podkładka okrągła 8,4	1	PN-67/M-82006	wg PN		
14	Końierz mocujący FUA-63	1	Katalog FESTO			
13	Siłownik ADVULQ-63-25-P-A	1	Katalog FESTO			
12	Sworzeń końcówki tłoczyska	1	CHW.01.12	45		
11	Wkładka dystansowa	4	CHW.01.11	Teflon		
10	Podkładka dystansowa	4	CHW.01.10	Teflon		
9	Sworzeń suwaka	2	CHW.01.09	45		
8	Tulejka ślizgowa	8	CHW.01.08	B101		
7	Końcówka tłoczyska	1	CHW.01.07	St 5		
6	Dźwignia 2	1	CHW.01.06	St 5		
5	Dźwignia 1	1	CHW.01.05	St 5		
4	Szczeka	2	CHW.01.04	PA 6		
3	Suwak	1	CHW.01.03	St 5		
2	Prowadnica	1	CHW.01.02	45		
1	Wspornik	1	CHW.01.01	St 5		
Lp.	Nazwa przedmiotu	Licz. szt.	Nr normy rysunku	Materiał	Masa	Uwagi
Projek.			Nazwa przedmiotu:			Podz.
Konstr.			Chwytak typu P-(0-0-P)			2:1
Rysow.			Nazwa zakładu			Arkusz
Spraw.			Katedra Mechaniki i Wibroakustyki			2/2
	Nazwisko	Data	Podpis	CHW.01.00		

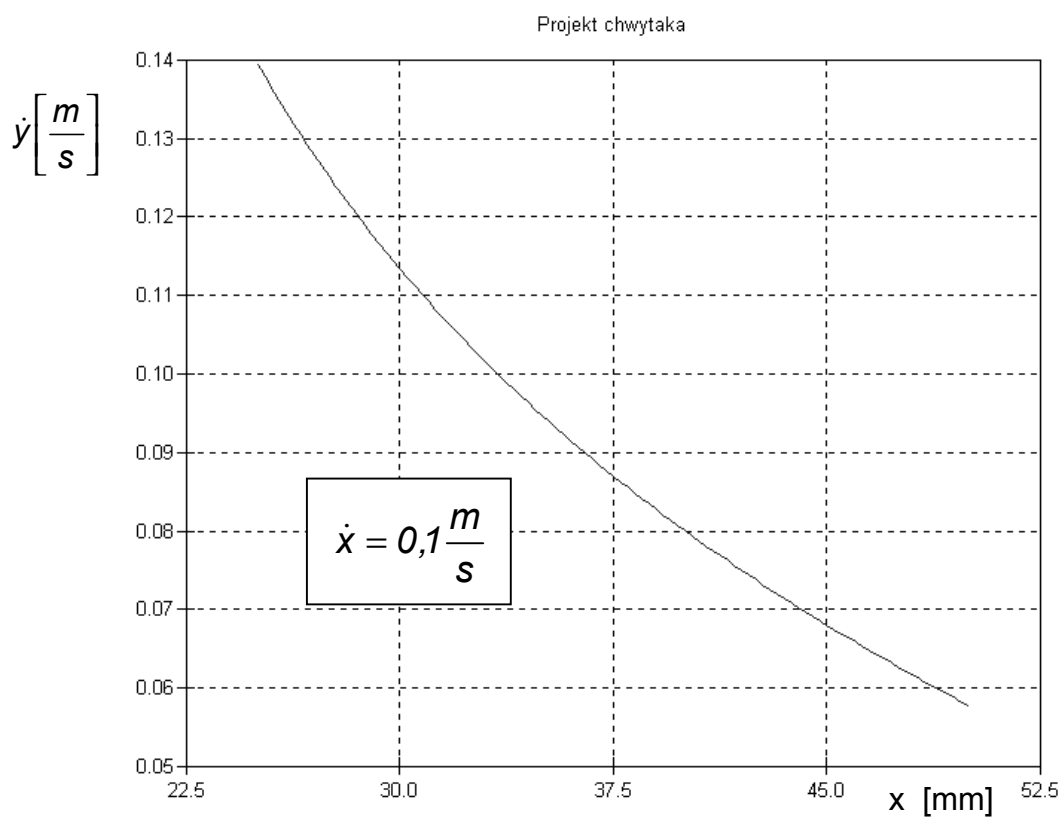
WSPOMAGANIE KOMPUTEROWE PROJEKTOWANIA CHWYTAKA

1. Model chwytaka w programie SAM



2. SAM - Charakterystyka przesunięciowa chwytaka $y = f_p(x)$



3. SAM - Charakterystyka prędkościowa końcówki chwytnej $\dot{y} = f_p(x)\dot{x}$ 4. SAM - Charakterystyka wymaganej siły na siłowniku chwytaka $F_s(x)$ 