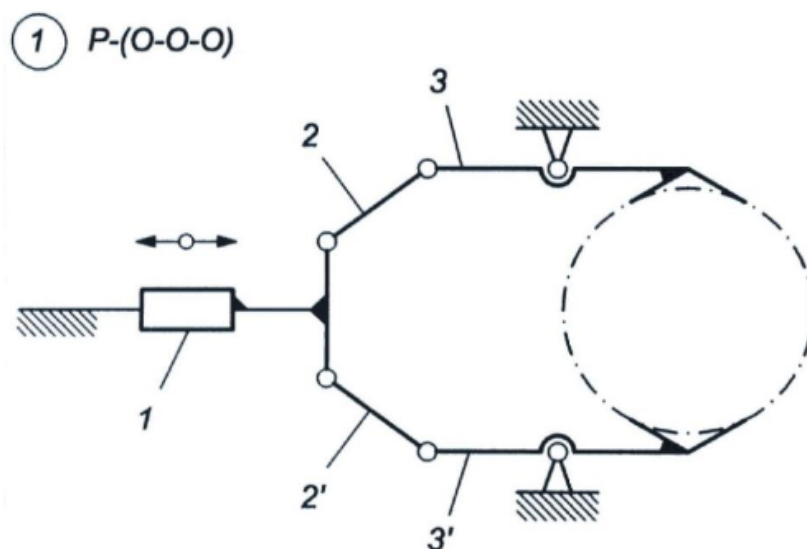


PROJEKT TECHNICZNY MECHANIZMU CHWYTAKA TYPU P-(O-O-O)

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,
- obiektem transportu są wałki ze stali o zakresie średnic $d = 146 \div 93 \text{ mm}$, długości $l = 45 \div 617 \text{ mm}$,
- siłownik chwytaka zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu nominalnym $p_n = 0,6 \text{ MPa}$,
- wałki transportowane są w pozycji pionowej.



1. Rozwiązanie zadania projektowego

Obliczenie ruchliwości chwytaka

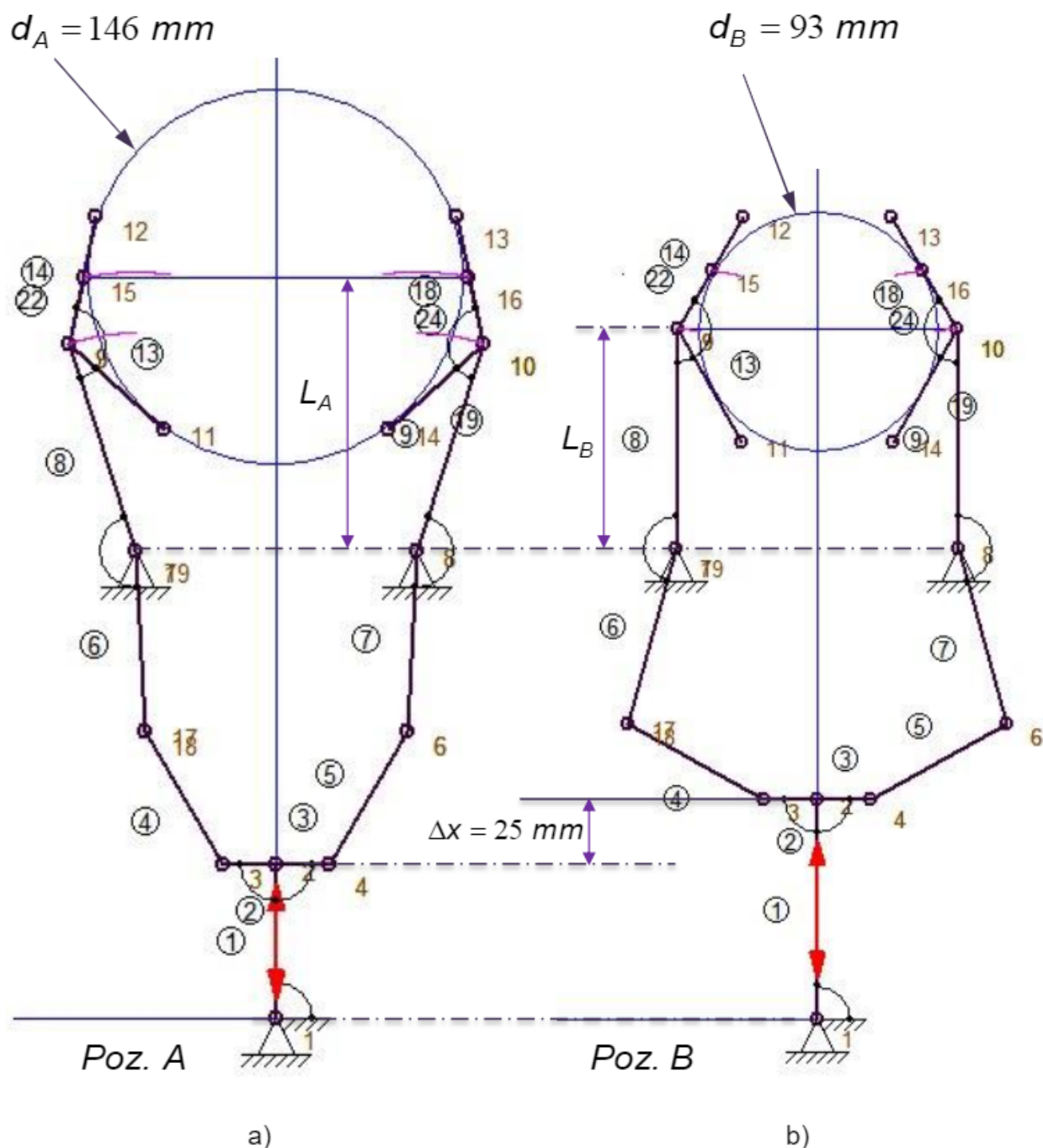
$$W = 3n - 2p_5 - p_4$$

$$n = 5, p_5 = 7, p_4 = 0$$

$$W = 1$$

(1)

2. Modelowanie schematu kinematycznego, przyjmowanie wymiarów i określenie wymaganego skoku członu napędowego



Rys. 1. Model chwytaka w programie SAM, dwa skrajne położenia przy skoku członu napędzającego $\Delta x = 25 \text{ mm}$: a) rozwarcie maksymalne szczęk $d_A = 146 \text{ mm}$ b) rozwarcie minimalne szczęk $d_B = 93 \text{ mm}$

3. Wyznaczanie koniecznej siły chwytu F_{ch}

Maksymalny ciężar Q_{Amax} obiektu transportowanego dla **poz. A** chwytaka (rys. 1) obliczono ze wzoru:

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

gdzie: $l_{Amax} = 0,045 \text{ m}$ - maksymalna długość chwytanego obiektu o średnicy d_A

$\gamma = 78,5 \cdot 10^3 \text{ N/m}^3$ - ciężar właściwy materiału transportowanego (stali).

Dane: $d_A = 0,146 \text{ m}$ - maksymalna średnica obiektu manipulacji (wałka),

$$Q_{Amax} = \frac{\pi \cdot 0,146^2}{4} 0,045 \cdot 78,5 \cdot 10^3 \approx 59 \text{ N}$$

Wyznaczenie koniecznej siły chwytu F_{Ach} dla maksymalnego rozwarcia szczęk chwytaka (poz. A rys. 1a)

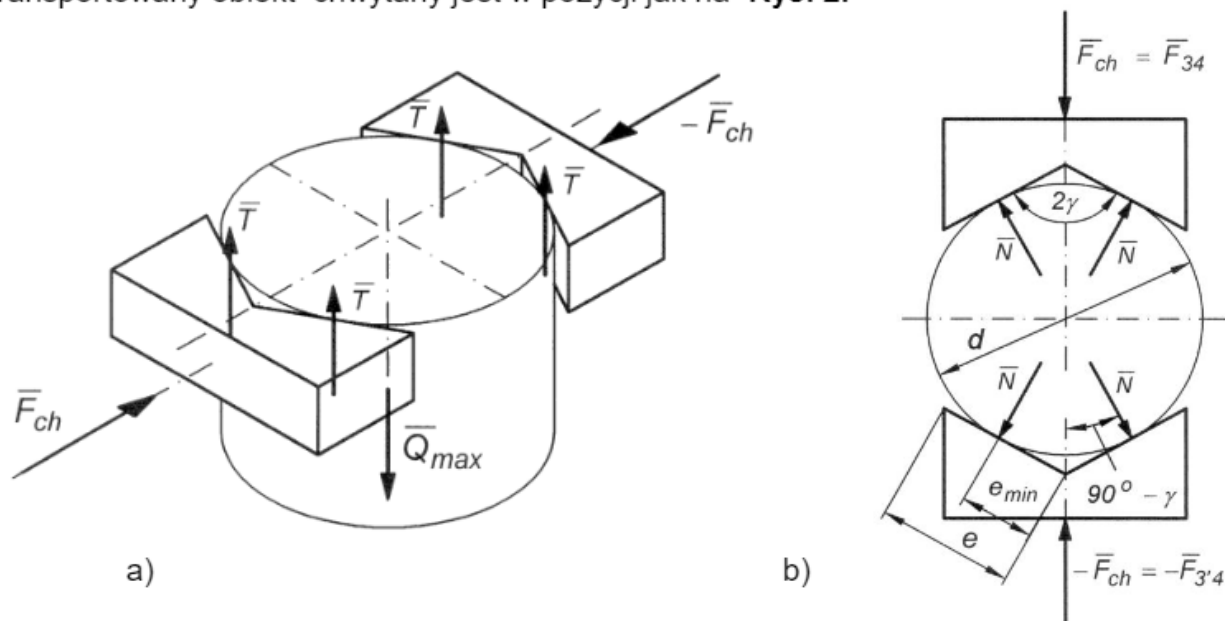
Dane:

μ - współczynnik tarcia między szczękami chwytaka a obiektem, przyjmujemy $\mu=0,2$,

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

$2\gamma = 124^\circ$ - kąt nachylenia szczęk chwytaka (odczytano z modelu SAM).

Transportowany obiekt chwytany jest w pozycji jak na **Rys. 2**.



Rys. 2. Układ sił działających na chwytak: a) rozkład sił tarcia podczas chwytania obiektu, b) rozkład sił normalnych podczas chwytania obiektu

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

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

Dla prawidłowego uchwycenia transportowanego elementu musi być spełniony warunek:

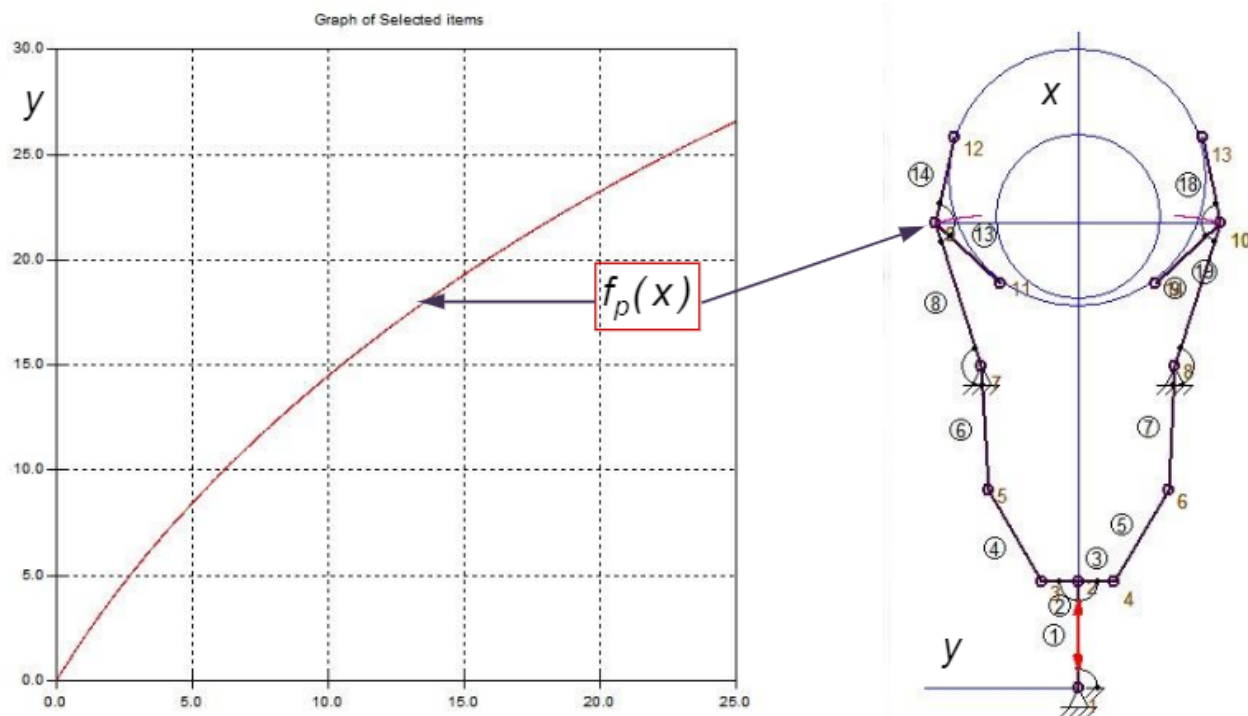
$$4T = \frac{2F_{ch} \cdot \mu}{\sin \gamma} \geq Q \cdot n \quad \text{stąd siła chwytu} \quad F_{ch} \geq \frac{Q \cdot n \sin \gamma}{2\mu} \quad (3)$$

Dla **pozycji A** chwytaka (rys.1) $F_{ch} \geq \frac{Q_{Amax} \cdot n \sin \gamma}{2\mu}$

$$F_{Ach} \geq \frac{59 \cdot 2 \cdot \sin 62^\circ}{2 \cdot 0,2} \cong 261 N$$

4. Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka $y = f_p(x)$

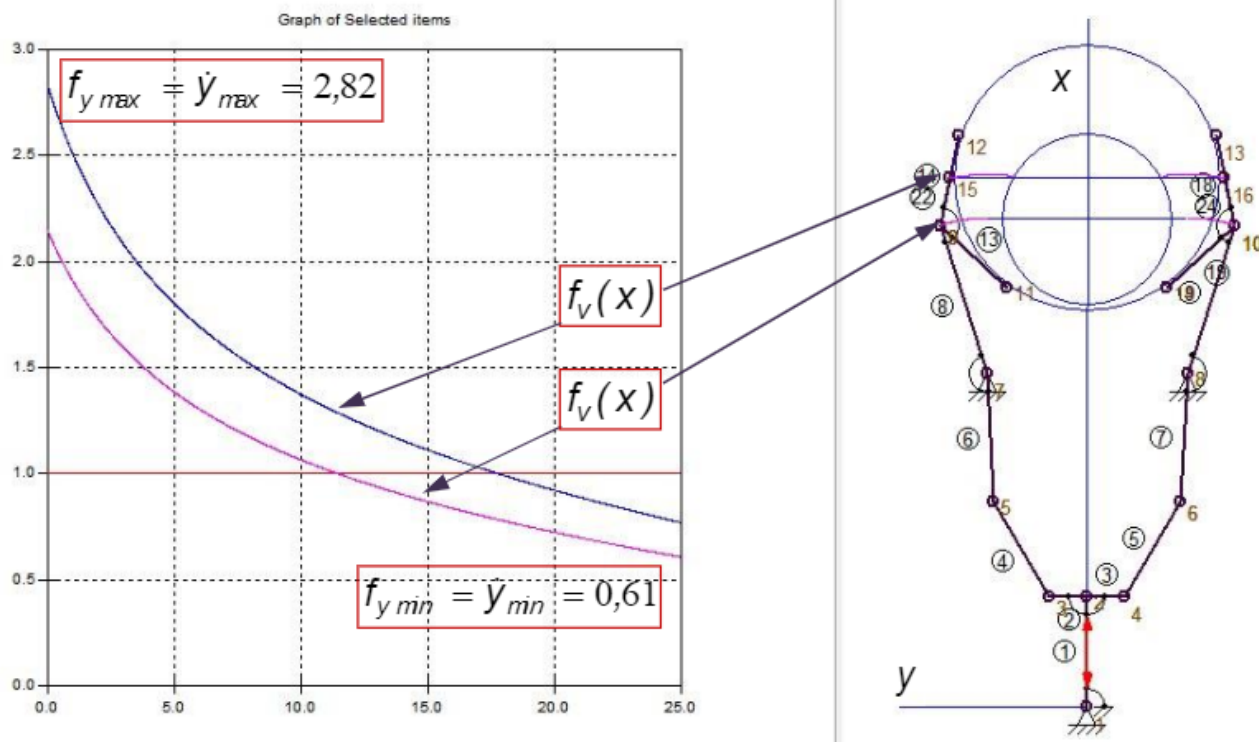
Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka została wyznaczona w programie SAM



Rys. 3. Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka

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

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



Rys. 4. Charakterystyka prędkościowa chwytaka $f_v(x) = \dot{y}$

6. Charakterystyki siłowa chwytaka

Charakterystyka siłowa
$$f_F(x) = \frac{F_{ch}}{F_s} \quad (4)$$

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

F_{ch} - siła chwytu,

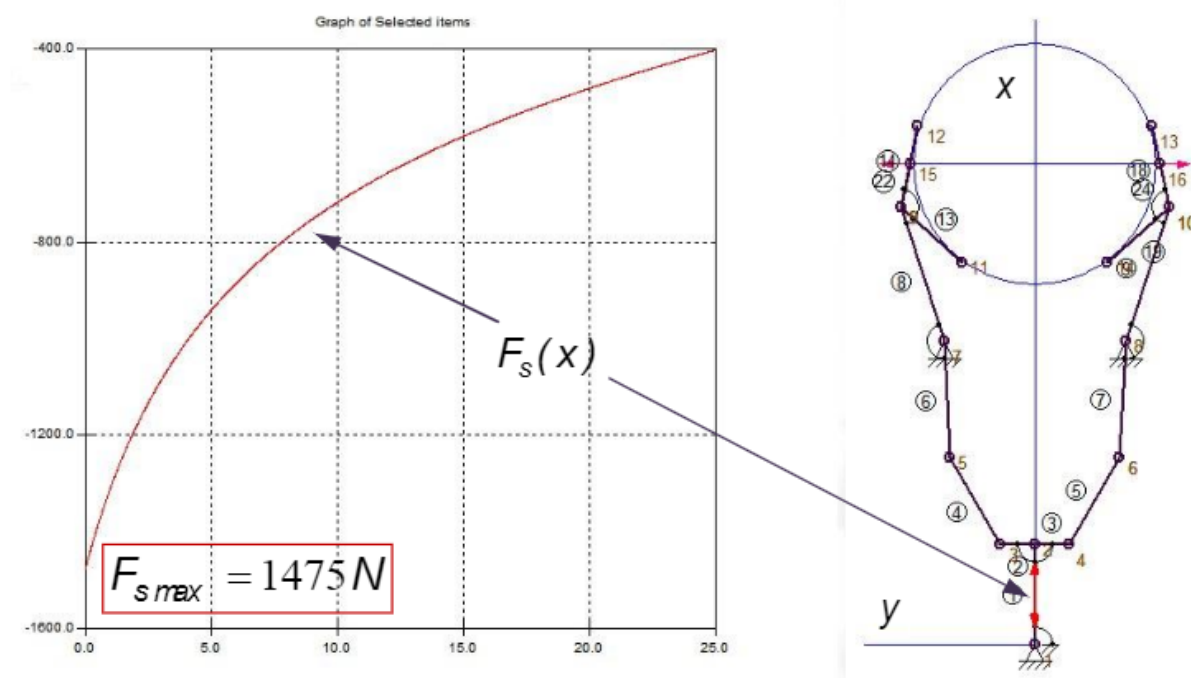
$f_F(x)$ - przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka.

Uwaga: zamiast **charakterystyki siłowej** zgodnie ze wzorem (4) znacznie prostsze jest sporządzenie **charakterystyki siły** na członie napędzającym $F_s(x)$ w programie SAM.

Przy założeniu obciążenia ramion chwytaka symetrycznym układem sił $F_{chA} = 261$ N otrzymamy wymaganą do realizacji zadania projektowego (utrzymania przedmiotu) siłę na siłowniku. Na tej podstawie dobierzemy siłownik.

7. Określenie maksymalnej wymaganej siły do napędu chwytaka

Maksymalną wartość F_{smax} określimy na podstawie charakterystyki $F_s(x)$



Rys. 5. Charakterystyka siły na członie napędzającym $F_s(x)$

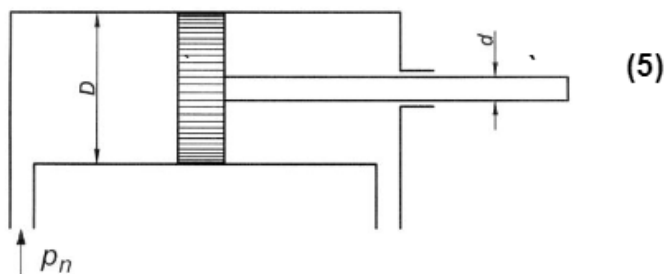
8. Obliczenie średnicy tłoka siłownika napędowego przy założeniu ciśnienia zasilania pneumatycznego 0,6 MPa

Wymaganą średnicę D tłoka obliczymy przy założeniu $F_{smax} = 1475 N$

$$F_s = \frac{\pi D^2}{4} p_n \quad D_{min} = \sqrt{\frac{4 F_{smax}}{\pi p_n}},$$

$$p_n = 0,6 MPa$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1475}{\pi \cdot 0,6 \cdot 10^6}} = 0,056 m,$$



Należy dobrać siłownik o średnicy tłoka $D \geq 56 mm$

Rys. 6. Model siłownika pneumatycznego dwustronnego działania

9. Dobór siłownika na podstawie wymaganej średnicy tłoka i skoku tłoka oraz siły pchającej na tłoczysku

Zasada doboru siłownika: $P_t \geq P_w = k \cdot F_{s \max}$ (6)

gdzie: P_t - teoretyczna siła pchająca lub ciągnąca siłownika, P_w - obliczona wymagana siła na tłoczysku $k = 1,2 \div 1,5$ - współczynnik przeciążenia (przyjmujemy $k = 1,2$)

$$P_t \geq P_w = k \cdot F_{s \max} = 1475 \cdot 1,2 = 1770 \text{ N}$$

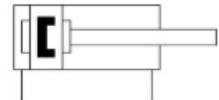
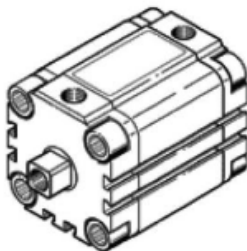
Dobieramy siłownik ADVULQ-63-25-P-A. o średnicy tłoka $D=63 \text{ mm}$ i skoku $s=25 \text{ mm}$ z katalogu Festo. Dobieramy dodatkowo mocowanie kołnierzowe () na którym zostanie posadowiony mechanizm chwytaka

Siłownik kompaktowy ADVULQ-63-25-P-A

Numer części: 156734

FESTO

z bezdotykową sygnalizacją położenia. Zabezpieczenie przed obrotem zapewnia kwadratowe tłoczysko. Tłoczysko zakończone gwintem wewnętrznym.



Karta danych

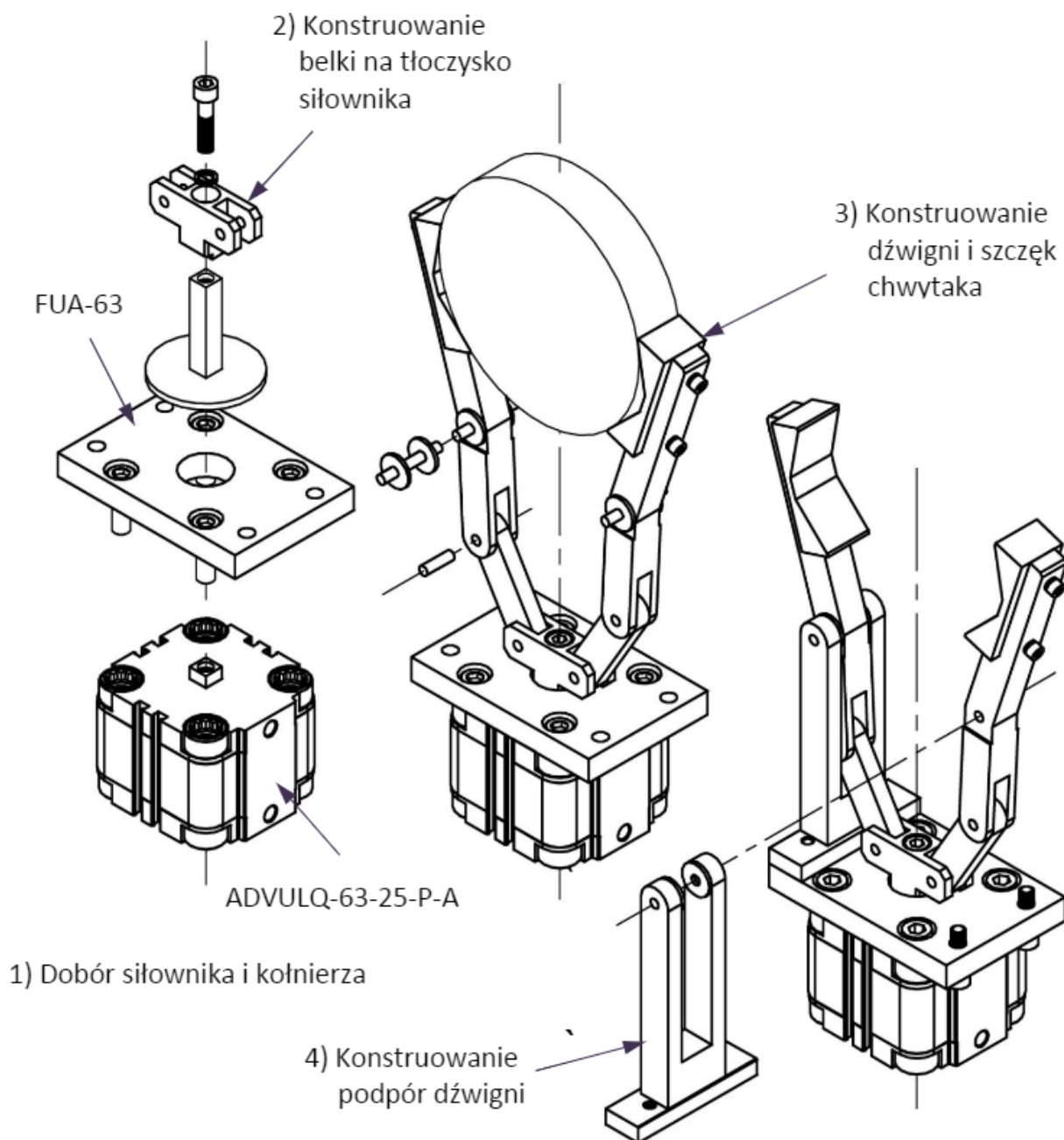
Cecha	Wartość
Skok	25 mm
Średnica tłoka	63 mm
Amortyzacja	P: Elastyczne pierścienie / płytki amortyzacyjne z obu stron
Pozycja zabudowy	Dowolna
Tryb pracy	Dwustronnego działania
Zakończenie tłoczyska	Gwint wewnętrzny
Konstrukcja	Tłok Tłoczyskowy
Sygnalizacja położenia	Przy pomocy czujników
Warianty	Jednostronne tłoczysko
Zabezpieczenie przed obrotem/prowadzenie	Kwadratowe tłoczysko
Ciśnienie robocze	0.6 ... 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, skok powrotny	1 750 N
Siła teoretyczna przy 6 bar, wysuw	1 870 N

10. Konstruowanie elementów chwytaka

Konstruowanie chwytaka rozpoczynamy od importu rysunków siłownika i innych elementów montażowych w formacie umożliwiającym wykorzystanie w programach typu CAD.

W celu realizacji zadania projektowego zaimportowano rysunki dwóch elementów:

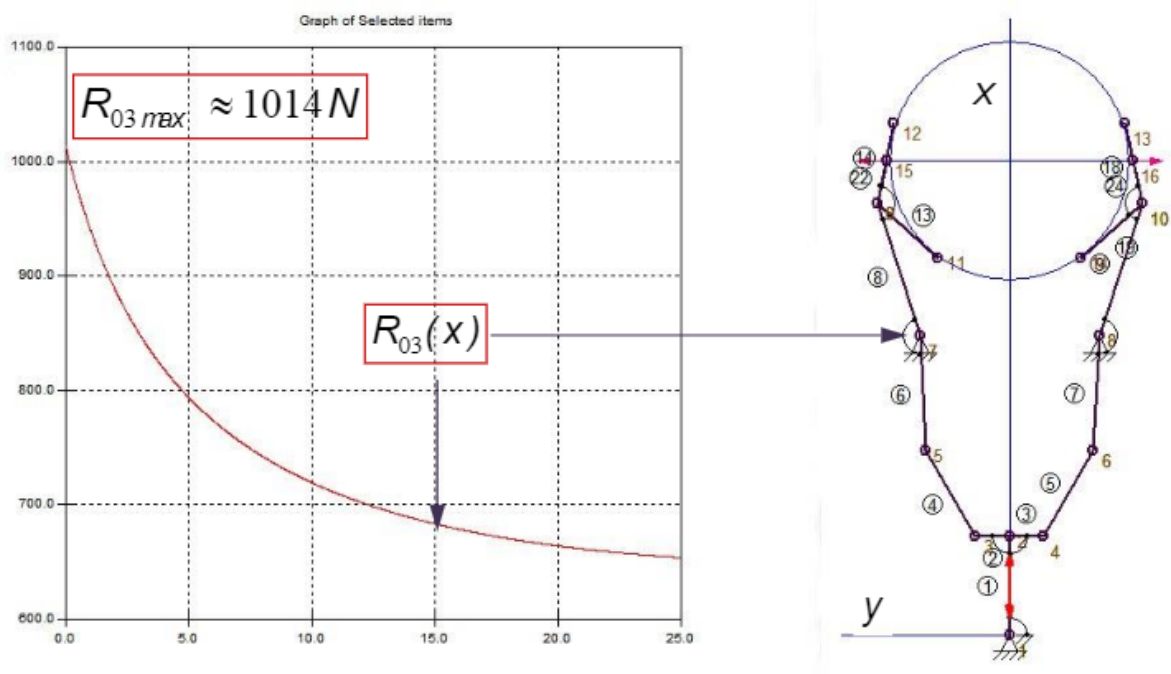
siłownika ADVULQ-63-25-P-A oraz mocowania kołnierza FUA-63.



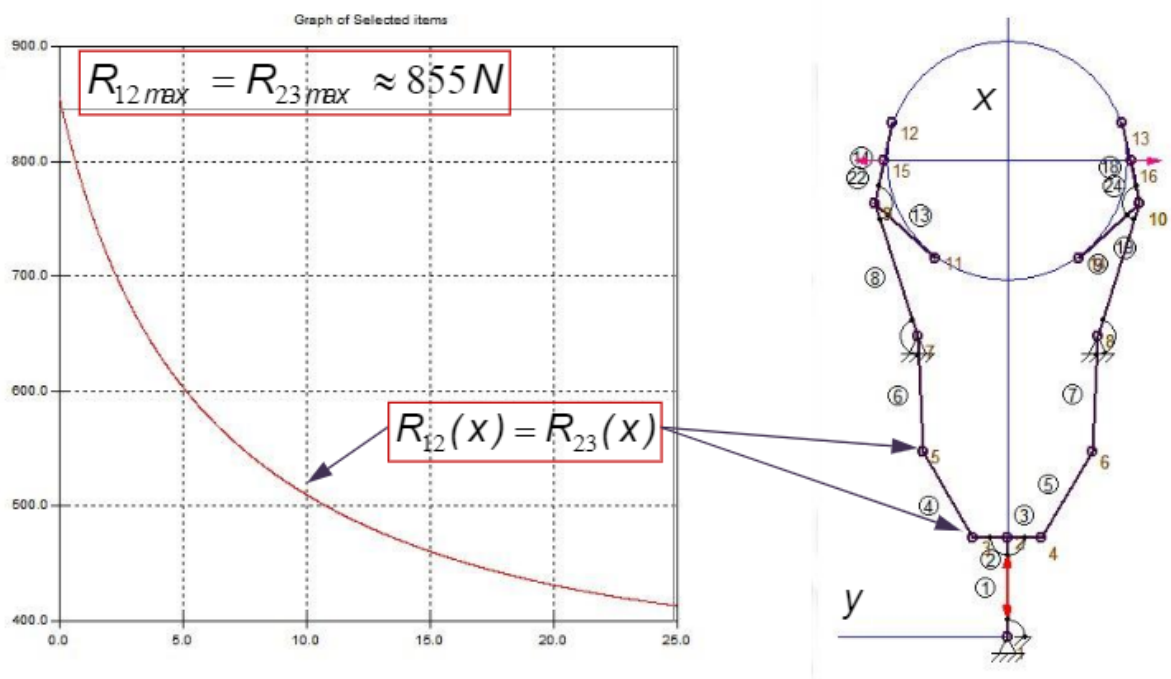
Rys. 7. Etapy konstruowania chwytaka (rysunek szkoleniowy)

11. Obliczenia sił przyłożonych do elementów konstrukcyjnych chwytaka

Siły wywołujące naprężenia w elementach konstrukcyjnych chwytaka zostały wyznaczone na podstawie modeli w programie SAM.



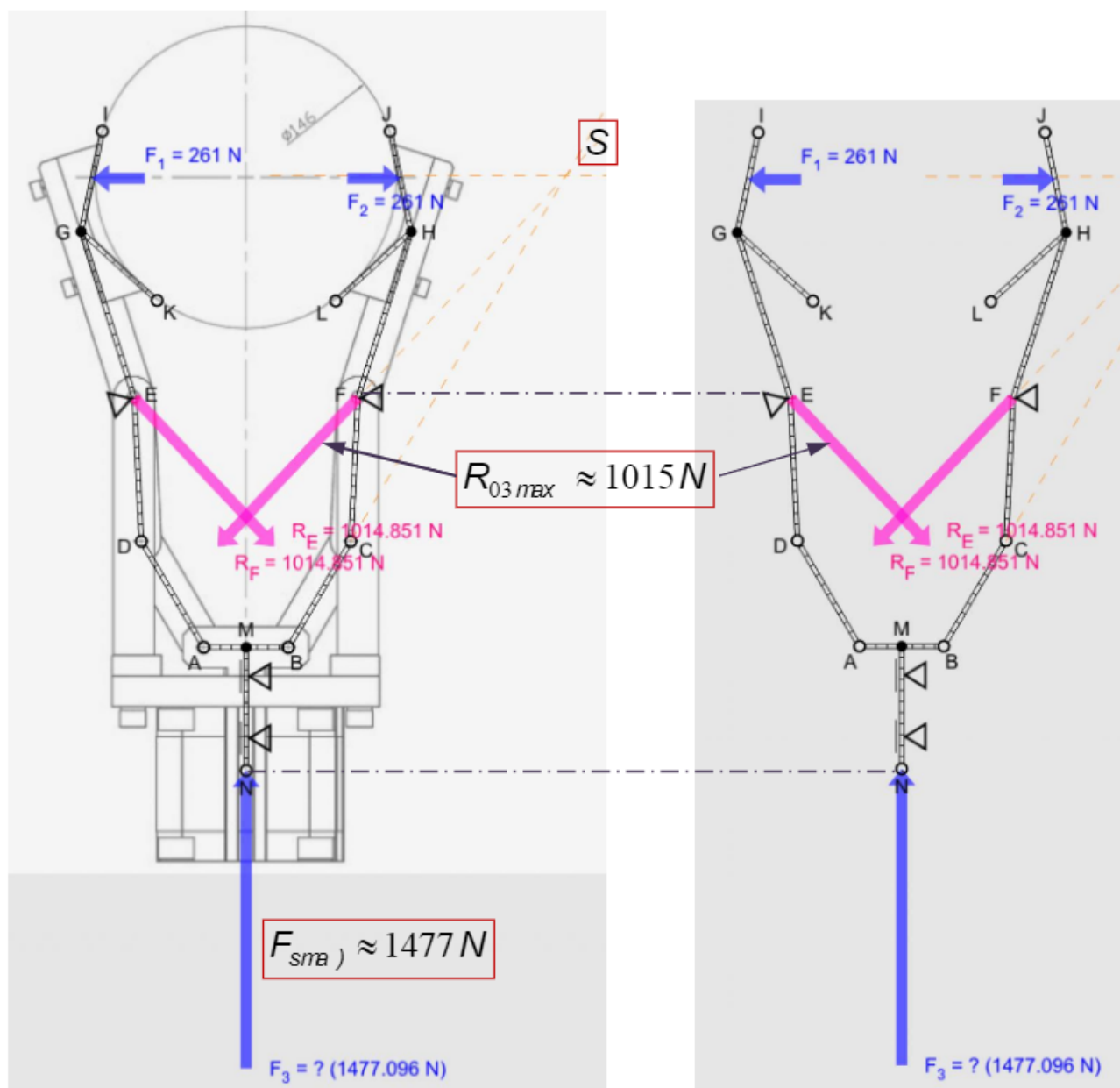
Rys. 8. Charakterystyka siły reakcji $R_{03}(x)$ w przegubie chwytaka



Rys. 9. Charakterystyka siły reakcji $R_{03}(x)$ w przegubie chwytaka

Obliczenia sprawdzające sił reakcji w parach kinematycznych chwytaka

Obliczenia sprawdzające zostały wykonane przy użyciu programu ForceEffect w pozycji rozwartej chwytaka.



Do ramienia chwytaka przyłożony jest układ środkowy trzech sił F_{ch}, R_{03}, R_{12}

S-środek układu sił.

Rys. 10. Siła reakcji $R_{03 \max}$ w przegubie chwytaka (rysunek szkoleniowy ForceEffect))