STRONA TYTUŁOWA DO WYKONANIA

**Zadanie projektowe**

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

a) 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

b) obiektem transportu są wałki oraz tuleje ze stali o średnicy i długości

c) manipulator zasilany jest sprężonym powietrzem o ciśnieniu nominalnym pn = 0,6 MPa.

d) wałki transportowane są wyłącznie w pozycji pionowej

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 1.** Schemat kinematyczny chwytaka |

**1. Obliczenie ruchliwości chwytaka**

Ruchliwość mechanizmu chwytaka obliczono korzystając z poniższego wzoru

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | **(1)** |

Gdzie:

**w**  – ruchliwość chwytaka  
**n** - liczba członów ruchomych  
**p5 -** liczba par kinematycznych klasy piątej obrotowych i postępowych  
**p4** - liczba par klasy czwartej

Dla chwytaka P-(O-P-Op):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| n = 5 | p5 = 7 (1,0) (2,0) (2’,0) (2,3) (2’,3’) (3,1) (3’,1) | p4 = 0 |

Ruchliwość mechanizmu chwytaka w = 1, w związku z czym do napędzania chwytaka wykorzystano pojedynczy siłownik pneumatyczny o ruchu liniowym.

**2. Analiza zadania projektowego**

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 2.** Schemat kinematyczny chwytaka w założonych położeniach krańcowych wykonany w programie SAM 7.0 przy skoku członu napędzającego  Pozycja A – rozwarcie minimalne szczęk dA = 18mm Pozycja B – rozwarcie maksymalne szczęk dB = 30mm |

**3. Wyznaczenie koniecznej siły chwytu Fch**

Transportowany obiekt powinien być chwytany w pozycji którą pokazano na   
**Rys. 3.** oraz **Rys. 4.**

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
| **Rys. 3.** Rozkład sił tarcia podczas chwytania obiektu | **Rys. 4.** Rozkład sił normalnych podczas chwytania obiektu |

Maksymalny ciężar transportowanego obiektu Qmax wyznaczono ze wzoru **(2)** rozpatrując sytuację w pozycji A **Rys. 2.**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | **(2)** |

Gdzie:

**dmax** - maksymalna średnica przenoszonego obiektu  
**lmax** - maksymalna długość przenoszonego obiektu  
- ciężar właściwy transportowanego obiektu

Zatem:

Dla pozycji A

Następnie konieczną siłę chwytu szczęk chwytaka wyznaczono za pomocą przekształconego wzoru **(3)** w następujący sposób

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | **(3)** |

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

Aby transportowany element został uchwycony prawidłowo musi być spełniony warunek:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | stąd |  |

Gdzie:

**N**  - siła normalna  
- kąt rozwarcia szczęk chwytaka  
- współczynnik tarcia pomiędzy stalowymi szczękami chwytaka, a   
 stalowym obiektem  
**n** - Współczynnik przeciążenia chwytaka (przyjęty za równy 2)

Dla pozycji A z **Rys. 2.** wymagana siła chwytu Fch wynosi:

Minimalne wymiary szczęki chwytaka obliczono na podstawie poniższych wzorów, kształtu ramion chwytaka (Rys. 4.) oraz kształtu transportowanego obiektu:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | stąd |  |

Zatem dla przenoszenia wałków o średnicy d = 18mm:

Dla dalszych obliczeń przyjęto zatem e = 10mm.

**4. Charakterystyka przemieszczeniowa chwytaka**

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 5.** Model chwytaka do wyznaczania charakterystyki przemieszczenia przy wykorzystaniu metody zamkniętego wieloboku. |

Wielkości stałe:

|  |  |
| --- | --- |
| **l1 = 25mm**  **l2 = 20mm**  **l4 = 34mm**  **l5 = 31mm**  **l6 = 20mm**  **l7 = 20mm** | **x = 0**  **y = 270**  **1 = 0**  **2 = 90**  **4 = 270**  **5 = 180**  **8 = 180** |

Pozostałe wielkości:

**6 = 3 – 105** **7 = 3 – 136**

Są one zależne od wartości x. Delta x wynosi = 15mm, a długość x zmienia się od 20mm do 35mm.

**4.1 Wielobok L**

Korzystając z metody analitycznej suma wszystkich wektorów wieloboku wektorowego L musi być równa 0.

Następnie wykonano rzut na **OY** oraz **OX**.

Zatem:

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |

**4.2 Wielobok P**

Równanie dla wieloboku **P**:

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 6.** Charakterystyka przemieszczeniowa otrzymana w programie Excel 2007 |

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 7.** Charakterystyka przemieszczeniowa otrzymana w programie SAM 7.0  Oś pozioma x – wysunięcie suwaka [mm] Oś pionowa y – przemieszczenie [mm] |

Otrzymane charakterystyki są bardzo zbliżone i różnice pomiędzy kolejnymi wartościami znajdują się na drugim miejscu po przecinku

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | **Wysunięcie suwaka [mm]** | **Przemieszczenie [mm]** |
| **Początkowe** | 0 | 0 |
| **Końcowe** | 15 | 11,744 |

**5. Charakterystyka prędkościowa chwytaka**

Charakterystykę prędkościową chwytaka wyznaczono różniczkując charakterystykę przesunięciową po x

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 6.** Charakterystyka prędkościowa otrzymana w programie Excel 2007 |

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 7.** Charakterystyka prędkościowa otrzymana w programie SAM 7.0  Oś pozioma x - wysunięcie suwaka [mm] Oś pionowa y – prędkość [mm/s] |

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | **Wysunięcie suwaka [mm]** | **Prędkość [mm]** |
| **Początkowe/a** | 0 | 0 |
| **Końcowe/a** | 15 | 11,744 |

**6. Charakterystyka siłowa chwytaka**

Charakterystyka siłowa określona jest poniższym wzorem  
Gdzie:  
**fF(x)** - Przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka  
**Fch** - Siła chwytu  
**Fs** - Siła na wyjściu zespołu napędowego (siłownika) chwytaka

Można ją jednak wyznaczyć stosując metodę mocy chwilowych, w której można wykorzystać wzór **fv(x)** wcześniej policzonej charakterystyki prędkościowej chwytaka  
Gdzie:  
**fF(x)** - Przełożenie siłowe mechanizmu chwytaka  
**fv(x)** - Charakterystyka prędkościowa

Zamiast charakterystyki siłowej wyrażonej powyższym wzorem wykonano charakterystykę siły na członie napędzającym w programie SAM 7.0 przy założeniu, obciążenia ramion chwytaka symetrycznym układem sił **Fch** **= 11,55N**  
Maksymalna siła na członie napędzającym wyniosła

|  |
| --- |
| C:\Users\Pies\AppData\Local\Microsoft\Windows\INetCache\Content.Word\Model do charakterystyki siłowej.png |
| **Rys. 8.** Model do wykonania charakterystyki siłowej w programie SAM 7.0 |

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 9.** Charakterystyka siły na członie napędzającym wykonana w SAM 7.0  Oś pozioma – wysunięcie suwaka [mm] Oś pionowa – siła na członie napędzającym (suwaku) [N] |

**7. Obliczenie wymaganych parametrów napędu pneumatycznego chwytaka**

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 10.** Model siłownika pneumatycznego dwustronnego działania |

Przy założeniu ciśnienia zasilania pneumatycznego **pn = 0,6MPa** i sile na członie napędzającym **FS = 30,5N** wymaganą minimalną średnicę tłoka **Dmin** obliczono za pomocą poniższego wzoru

Następnie na podstawie wyznaczonej minimalnej średnicy tłoka dobrano odpowiedni siłownik stosując zasadę

Gdzie:

**Pt** - teoretyczna siła pchająca lub ciągnąca siłownik  
**Pw** - obliczona wymagana siła na tłoczysku  
**k = 1,2** - współczynnik przeciążenia  
**FSmax** - Siła na wyjściu siłownika chwytaka

Zatem:

Oznacza to że interesuje nas siłownik o parametrach

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |

**8. Dobór siłownika na podstawie wymaganych parametrów**

Biorąc pod uwagę wymagania wyznaczone w punkcie **7.** dobrano odpowiedni siłownik z oferty firmy Festo**[1]** oraz przeznaczony dla niego kołnierz mocujący.

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 11.** Karta danych siłownika |

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 12.** Karta danych mocowania kołnierzowego |

**9. Obliczenia wytrzymałości chwytaka**

**9.1 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na ścianie dla najbardziej obciążonego sworznia**

|  |
| --- |
|  |
| **Rys. 13.** Charakterystyka siły Fabs absolutnej działającej w przegubie **10** (**Rys.8.**) zestawiona z charakterystyką siły Fx na członie napędzającym |

Na podstawie **Rys. 13.** oraz **Rys. 8.** można określić że największe obciążenie występuje w sworzniu 10 oraz 11 w pozycji chwytu. Siła reakcji na tym przegubie wynosi i jest jednocześnie maksymalną siłą reakcji ma tym przegubie.

Na materiał do wykonania sworzni została wybrana stal 10 normalizowana, [2] której wytrzymałość na ścinanie wynosi , a sworznie w całym mechanizmie mają średnicę **d = 1mm.**  
Sworznie ścinane są w dwóch płaszczyznach zatem warunek wytrzymałościowy ma postać

Wynika z tego że warunek wytrzymałości na ścinanie został spełniony.

Ponieważ obliczenia były wykonywane dla najbardziej obciążonego sworznia można uznać, że pozostałe sworznie również będą odporne na ścinanie

**9.1 Sprawdzenie warunku wytrzymałościowego na zginanie ramion chwytaka**

Moment gnący ramię obliczono na podstawie wzoru

Gdzie:  
**r** - ramię siły  
**F** - siła chwytu

Maksymalny moment gnący znajduje się w miejscu w którym ramię przechodzi przez sworzeń przy zamkniętym położeniu szczęk chwytaka. Moment siły w tamtym miejscu to:

Co pokrywa się z wartością wyliczoną przez SAM 7.0, który podaje Mg 0,43Nm.

Ramie chwytaka ma przekrój kwadratu o boku 3mm, a sworzeń przechodzący przez ramię w miejscu przegubu osłabia konstrukcję, więc wzór na wskaźnik wytrzymałości przyjmuje postać

Na podstawie wyżej wyznaczonych wartości wyznaczono warunek wytrzymałościowy wyrażony poniższym wzorem

Stal 10 normalizowana którą wybrano na wykonanie ramion chwytaka posiada wytrzymałość na zginanie kg = 125 MPa, co oznacza że warunek wytrzymałości na zginanie został spełniony.

[1] <https://www.festo.com/cat/pl_pl/products> 25.05.2018

[2] <http://gemini.net.pl/~marshall/pkm/tablice/tab01.htm> 26.05.2018