

Projekt chwytaka do robota FANUK M-10iA

Mikołaj Cebula
Numer albumu 304486

prowadzący
Grzegorz Kamiński

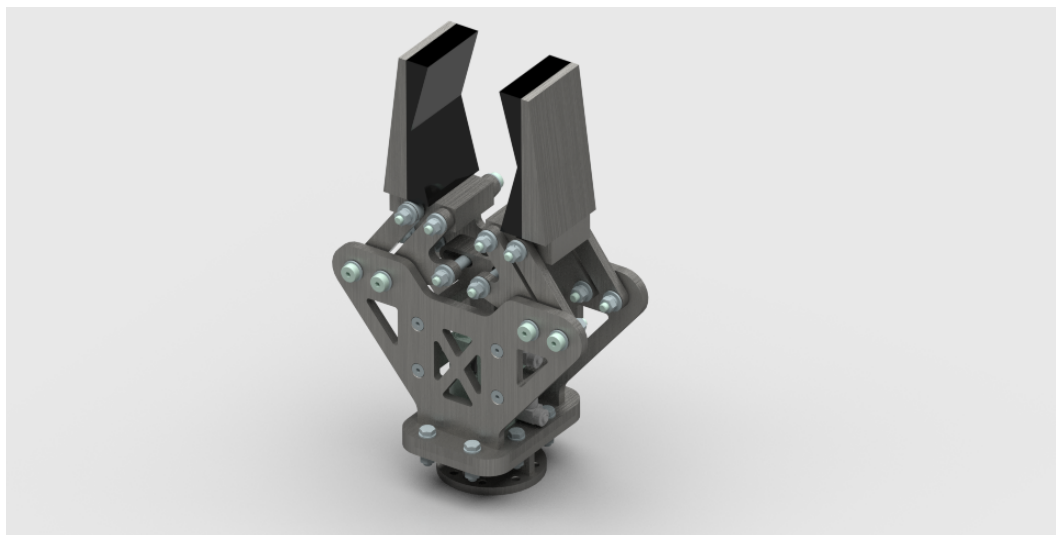
6 grudnia 2021

Spis treści

1	Wstęp	2
2	Kinematyka mechanizmu	2
3	Wyznaczenie siły chwytu chwytaka	4
4	Dobór siłownika	5
5	Dobór śrub pasowych	8
5.1	Śruba pierwsza	9
5.2	Śruba druga	10
5.3	Śruba trzecia	11
5.4	Śruba czwarta	12
5.5	Wnioski	12
6	Dobór łożysk	13
6.1	Przegub numer 1	13
6.2	Przegub numer 2	14
6.3	Przegub numer 3	14
6.4	Przegub numer 4	15
6.5	Wnioski	15
7	Podsumowanie	15

1 Wstęp

Projekt polegał na zaprojektowaniu oraz wykonanie dokumentacji technicznej chwytaka do robota FANUC M-10iA. Ma on za zadanie przenoszenie okrągłych elementów o średnicy od 55 do 77 mm. Dodatkowo zakładam, że ciężar przedmiotu nie przekroczy 43 N.



Rysunek 1: Wizualizacja gotowego projektu.

Jako napęd zastosowany zostanie siłownik pneumatyczny, którego parametry zostaną dobrane w dalszym etapie projektu.

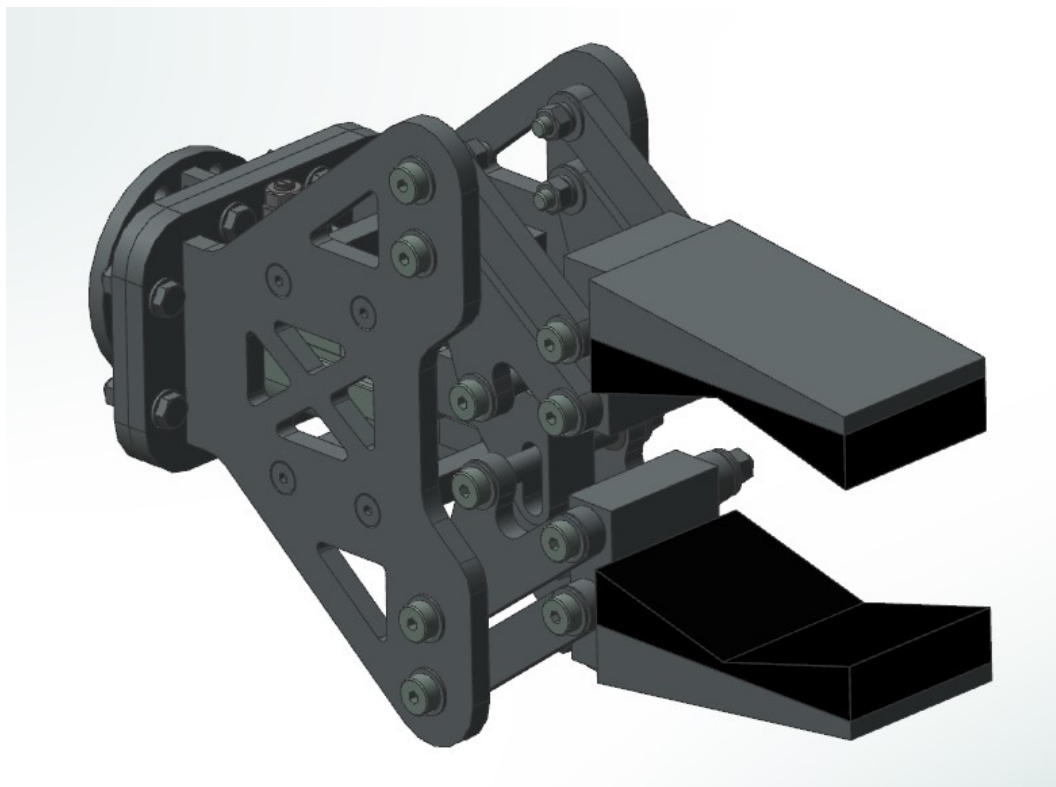
2 Kinematyka mechanizmu

Pierwszym krokiem w realizacji było obliczenie liczby stopni swobody. Z uwagi na ruch chwytaka w jednej płaszczyźnie, skorzystano z uproszczonego wzoru Grublera [1]:

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

n - liczba elementów, p_4 - liczba par 4 klasy, p_5 - liczba par 5 klasy

Poniższe zdjęcie ostatecznego modelu prezentuje liczbę elementów oraz par kinematycznych.



Rysunek 2: Wizualizacja liczby elementów i par kinematycznych modelu.

Układ kinematyczny składa się z:

- popychacza
- 4 cięgien L
- 4 cięgien prostych
- 2 chwytników

Więc układ złożony jest z 11 ogniw. Nie posiada par kinematycznych 4 klasy, natomiast składa się z 16 par kinematycznych 5 klasy (4 pary postępowe i 12 obrotowych).

$$w = 3 * 11 - 2 * 16 = 1$$

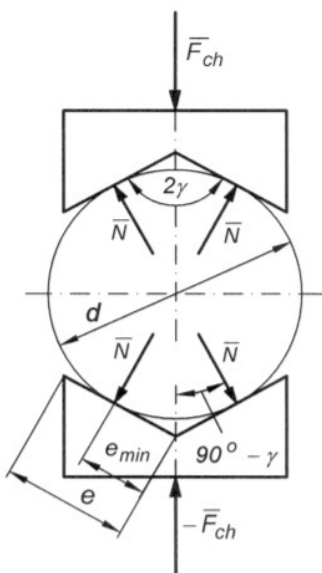
Z obliczeń wynika, że mechanizm chwytaka ma 1 stopień swobody.

3 Wyznaczenie siły chwytu chwytaka

Siłę chwytu można wyznaczyć za pomocą wzoru:

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

Gdzie poszczególne oznaczenia przedstawiono na schemacie:



Rysunek 3: Rozkład sił normalnych podczas chwytania obiektu.

Współczynnik tarcia między metalem, a gumą wynosi $\eta = 1$ [2]. Natomiast współczynnik przeciążenia chwytaka przyjęto $n=2$. Z powodu okrągłego kształty przenoszonego przedmioty kąt pomiędzy gumowymi okładzinami wynosi $\gamma = 150^\circ$.

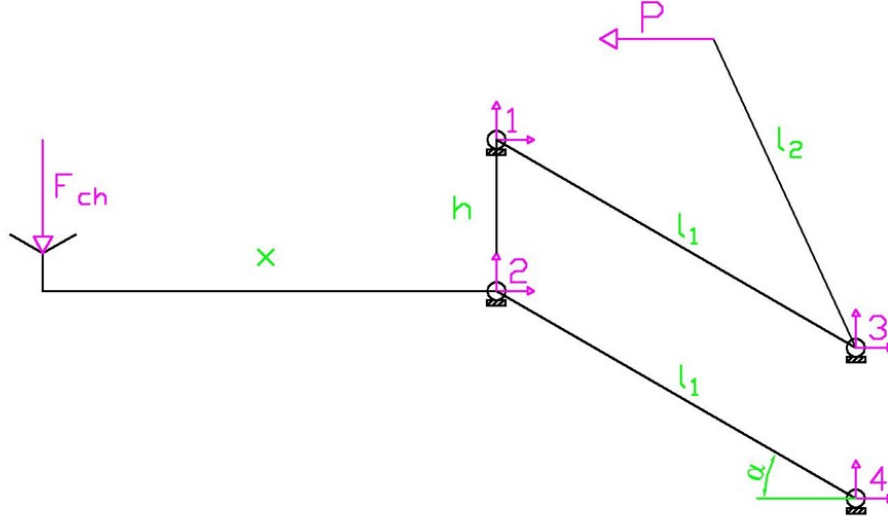
$$T = N * \eta = F_c * \eta = F_c$$

$$F_{ch} = \frac{F_c * n * \cos(90^\circ - \gamma)}{2 * \eta} = F_c * \cos(90^\circ - \gamma)$$

$$F_{ch} = 41,5N$$

4 Dobór siłownika

W tym kroku wyliczono siłę potrzebną do zamknięcia chwytaka. Na jej podstawie, dobrano odpowiedni siłownik z katalogu firmy Festo [3]. Aby wykonać to zadanie należy sprowadzić mechanizm do niżej pokazanego schematu, wyliczyć reakcje oraz siłę siłownika w zakresie pracy chwytaka [1].



Rysunek 4: Schemat kinematyczny

Na podstawie powyższego schematu, można zapisać następujące równania:

$$F_{1x} + F_{2x} = 0 \quad (1)$$

$$F_{1y} + F_{2y} - F_{ch} = 0 \quad (2)$$

$$F_{ch} * x + F_{1x} * h = 0 \quad (3)$$

$$F_{2x} + F_{4x} = 0 \quad (4)$$

$$F_{2y} + F_{4y} = 0 \quad (5)$$

$$F_{2x} * l_1 * \sin(\alpha) + F_{2y} * l_1 * \cos(\alpha) = 0 \quad (6)$$

$$F_{1x} + F_{3x} = 0 \quad (7)$$

$$F_{1x} + F_{3y} = 0 \quad (8)$$

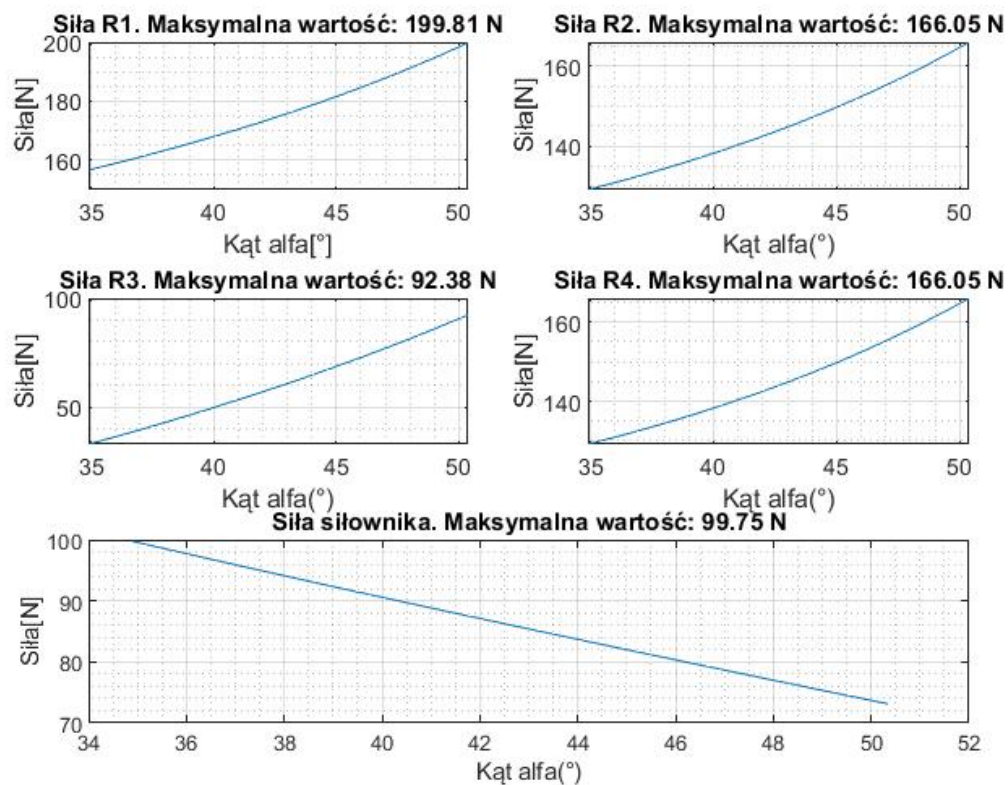
$$R_{1x} * l_2 * \sin(\alpha) + R_{1y} * l_2 * \cos(\alpha) - P * l_2 * \sin(\alpha - 35) = 0 \quad (9)$$

Za pomocą gotowego złożenia został odczytany kąt alfa. Jego zakres wynosi:

$$\alpha_{min} = 34,9^\circ$$

$$\alpha_{max} = 50,6^\circ$$

Po rozwiązaniu powyższego układu równań w podanym zakresie kąta alfa otrzymano następujące wyniki:

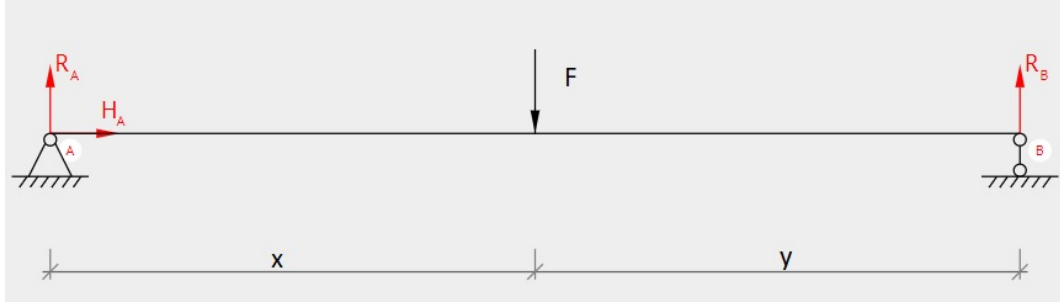


Rysunek 5: Rozkład poszczególnych reakcji

Można zaobserwować, że siły w przegubach rosną wraz z zwiększaniem kąta, natomiast siła pochodząca od siłownika maleje. Wyliczone reakcje przegubów wykorzystane zostaną podczas doboru śrub pasowych i łożysk ślizgowych. Maksymalna siła jaką musi wygenerować siłownik wynosi 100 N. Na tej podstawie siłownik ADN-20-15-PPS-A [3].

5 Dobór śrub pasowych

Wyboru śrub pasowanych dokonano na podstawie obliczeń wytrzymałościowych. Na potrzeby obliczeń śrubę zamodelowano jako zginaną belkę. Obliczenia zostały wykonane za pomocą metod wytrzymałości konstrukcji [4]. Na poniższym schemacie zaznaczono podpory oraz siły działające na modelowaną belkę:



Rysunek 6: Schemat podparcia i obciążenia śrub

Wyboru śrub dokonujemy na podstawie wyniku obliczeń, w których porównujemy naprężenia zredukowane z współczynnikiem wytrzymałości na rozciąganie elementów stalowych. Jest on równy $0.45 \cdot \text{granica wytrzymałości na rozciąganie (Rm)}$. Naprężenia zredukowane obliczamy następująco:

$$\sigma = \frac{Mg * d}{2 * J} \quad (10)$$

$$\tau = \frac{4 * T}{3 * A} \quad (11)$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (12)$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (13)$$

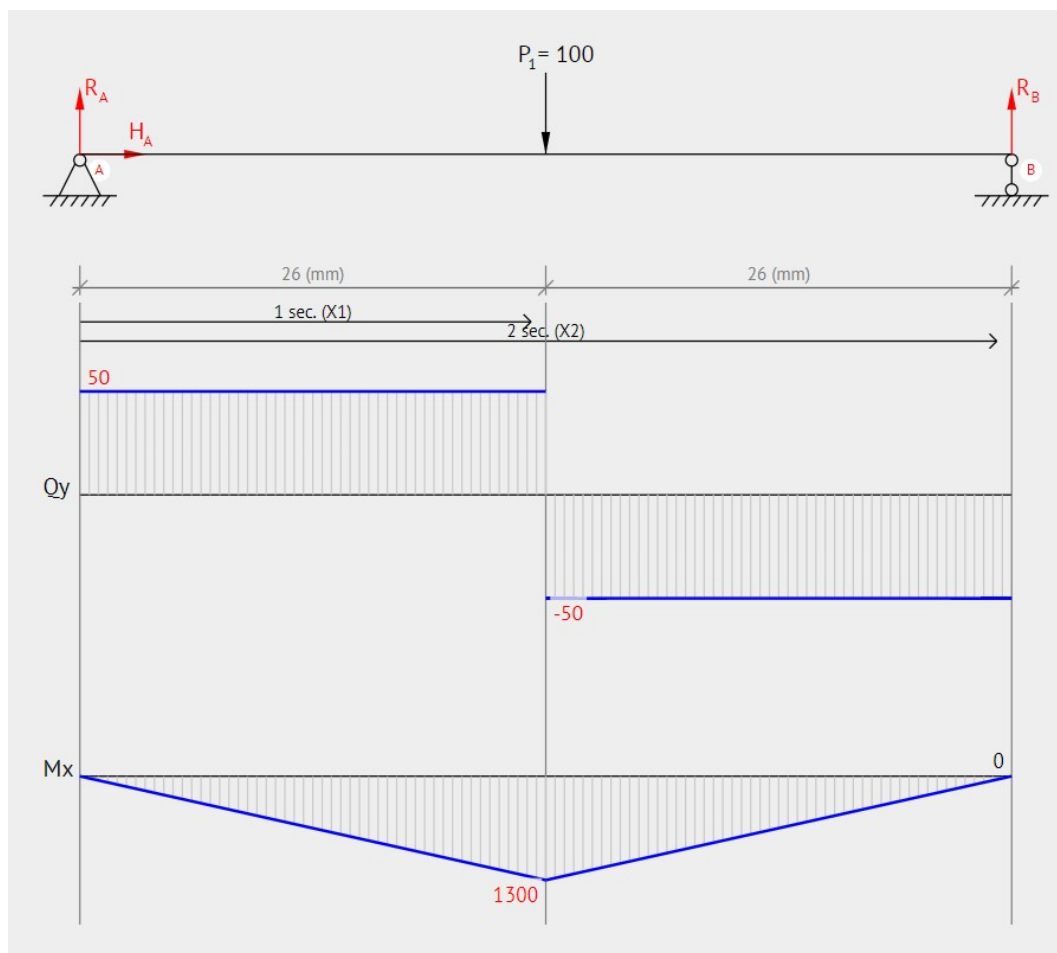
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \leq 0.45 * Rm \quad (14)$$

$$\sqrt{\left(\frac{32 * Mg}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * T}{3 * \pi * d^2}\right)^2} \leq 0.45 * Rm \quad (15)$$

Według katalogu producenta Rm wynosi 1200 MPa. Do wyznaczenia rozkładu momentu gnącego oraz siły tnącej wykorzystano kalkulator internetowy Beamguru [5].

Oznaczenia przegubów są zgodne z oznaczeniami ze schematy kinematycznego.

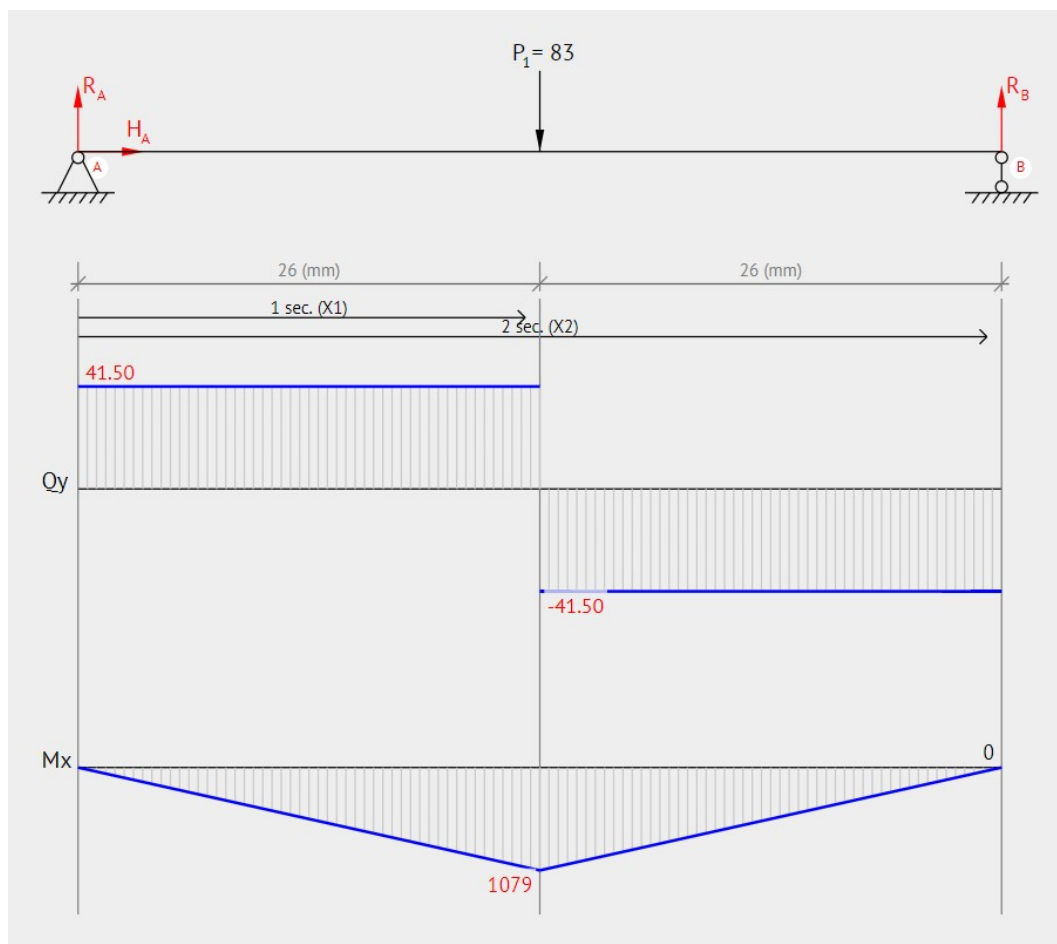
5.1 Śruba pierwsza



Rysunek 7: Rozkład obciążeń dla śruby numer 1

Śruba nr 1 obciążona jest w połowie długości, więc $x = y = 26$ mm. Po obliczeniu równania (15), otrzymano następujący wynik: $d_1 = 2,9$ mm

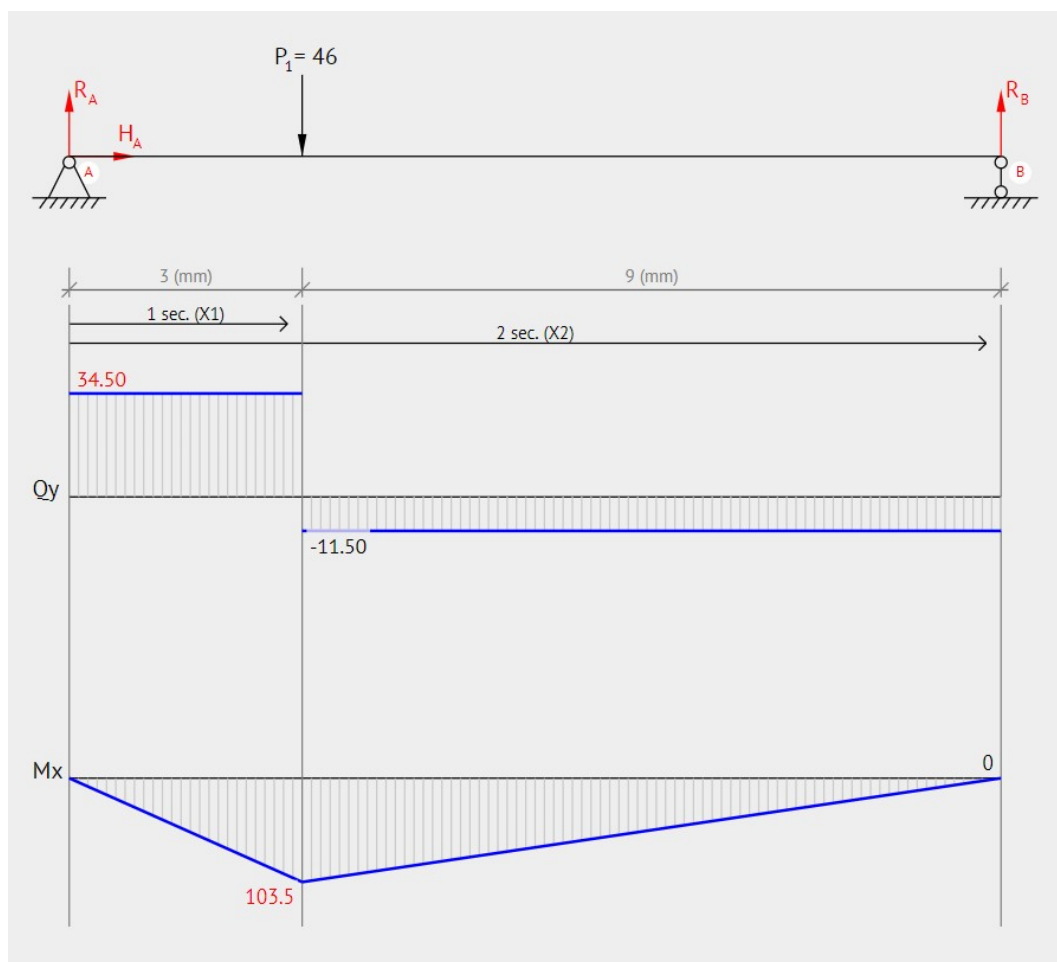
5.2 Śruba druga



Rysunek 8: Rozkład obciążeń dla śruby numer 2

Śruba nr 2 obciążona jest w połowie długości, więc $x = y = 26$ mm. Po obliczeniu równania (15), otrzymano następujący wynik: $d_2 = 2,7$ mm

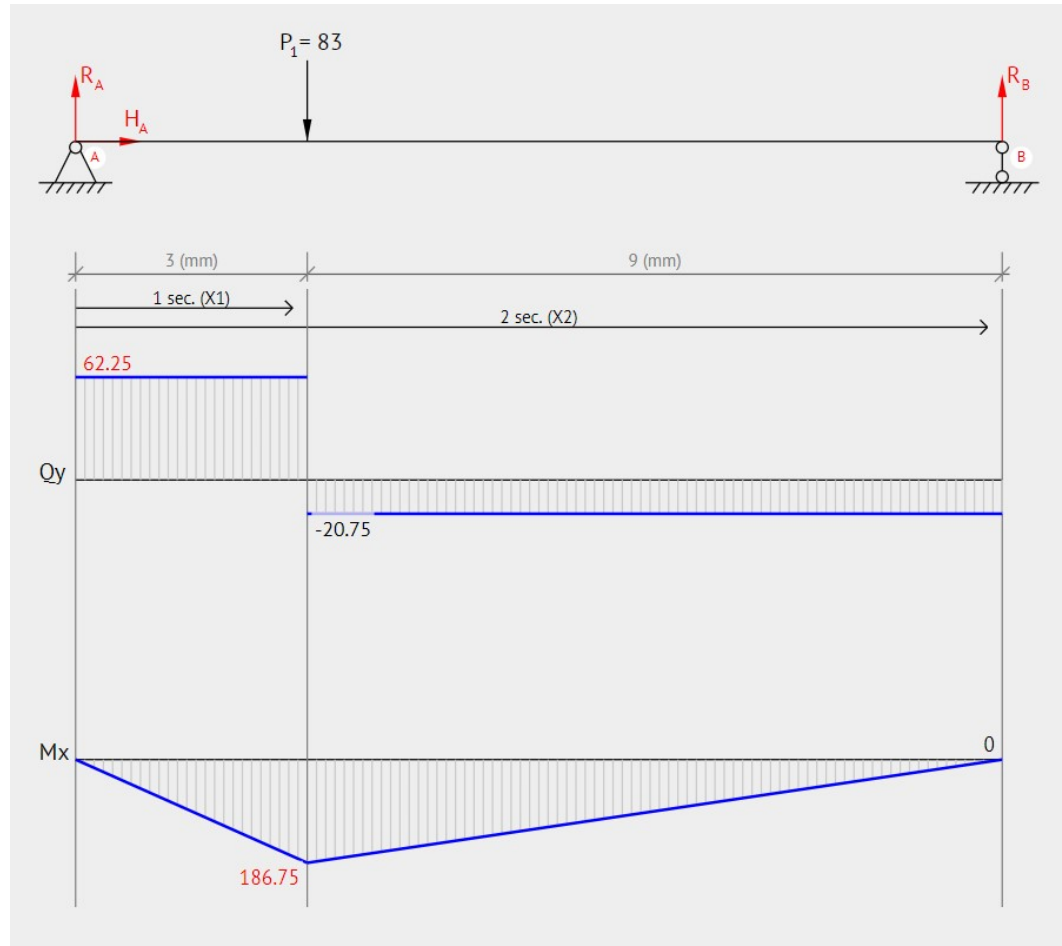
5.3 Śruba trzecia



Rysunek 9: Rozkład obciążeń dla śruby numer 3

Dla śruby nr 3 $x = 3$ mm, a $y = 9$ mm. Po obliczeniu równania (15), otrzymano następujący wynik: $d_3 = 1,3$ mm

5.4 Śruba czwarta



Rysunek 10: Rozkład obciążeń dla śruby numer 4

Dla śruby nr 4 $x = 3$ mm, a $y = 9$ mm. Po obliczeniu równania (15), otrzymano następujący wynik: $d_4 = 1,5$ mm

5.5 Wnioski

Z powyższych wyników (4.1, 4.2, 4.3, 4.4) wynika, że maksymalna średnica wynosi 2,9mm. Oznacza to, że minimalna średnica śruby jaką można zastosować jest równa 3mm. W naszym projekcie w celu zapewnienia odpowiedniego zapasu bezpieczeństwa zastosowano śruby o średnicy $d = 6mm$ [6].

6 Dobór łożysk

Następnym krokiem będzie dobór łożysk ślizgowych. Naszym kryterium wyboru będzie maksymalny nacisk powierzchniowy, jaki wytrzyma łożysko. Do obliczenia nacisku działającego na łożysko posłuży nam poniższy wzór [7]:

$$P = \frac{F}{d_1 * b_1}$$

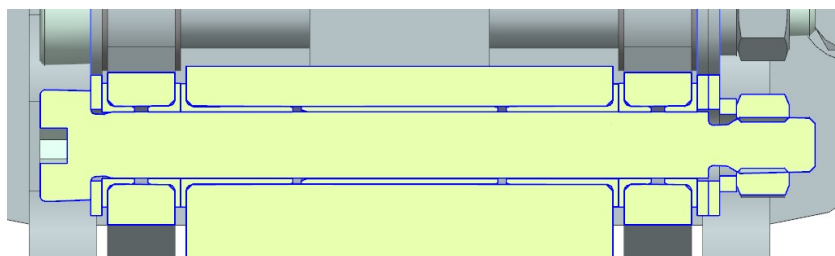
F -obciążenie [N], d_1 -śr. wewnętrzna łożyska, b_1 -dl. powierzchni łożyskowanej

Łożyska musi współgrać z śrubą pasową dobraną w poprzednim rozdziale, więc użyte zostaną o śr. wewnętrznej równej 6 mm. Wyniki obliczeń wytrzymałościowych porównane zostaną z danymi technicznymi podanymi przez producenta.

Oznaczenia przegubów są zgodne z oznaczeniami ze schematu kinematycznego.

6.1 Przegub numer 1

Przegub nr 1 składa się z ramienia oraz chwytника. W każdym ramieniu zastosowane zostaną dwie tuleje z kołnierzami o długości 2,9 mm, natomiast w chwytniku dwie tuleje z kołnierzami o długości 10 mm oraz jedna tuleja o długości 17,5 mm.



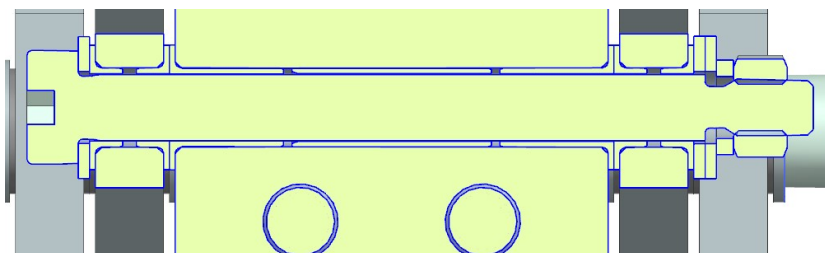
Rysunek 11: Łożyskowanie przegubu nr 1

$$P_{Ramie} = 2,9 \text{ MPa}$$

$$P_{Chwytник} = 0,9 \text{ MPa}$$

6.2 Przegub numer 2

W przegubie nr 2 postępowano analogicznie jak podczas łożyskowania przegubu 1.

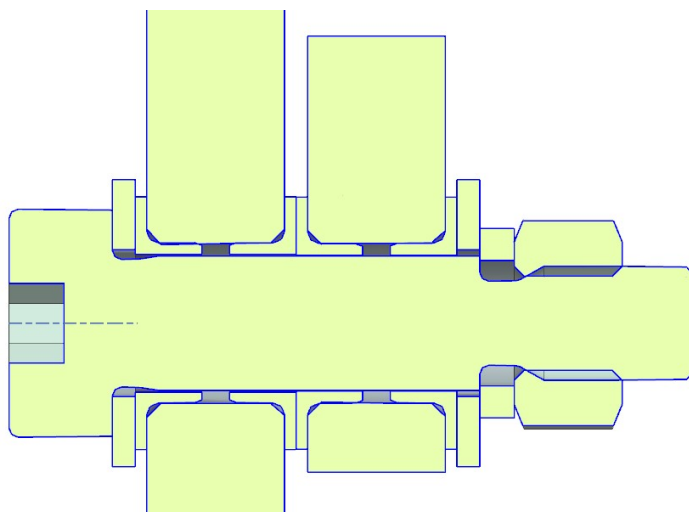


Rysunek 12: Łożyskowanie przegubu nr 2

$$P_{Ramie} = 2,4 \text{ MPa}$$
$$P_{Chwytnik} = 0,7 \text{ MPa}$$

6.3 Przegub numer 3

Natomiast w przegubie nr 3 zastosowano po dwa łożyska o długości 2,9 mm na każde ramię oraz ścianę korpusu.



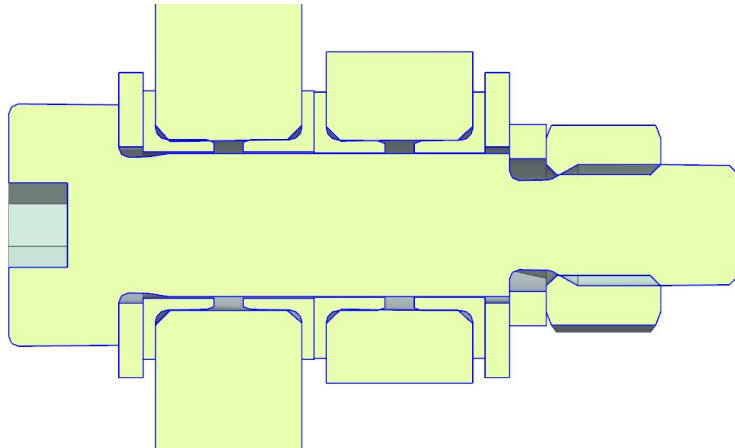
Rysunek 13: Łożyskowanie przegubu nr 3

$$P_{Ramie} = 1,3 \text{ MPa}$$

$$P_{Korpus} = 1,3 \text{ MPa}$$

6.4 Przegub numer 4

W przegubie nr 4 postępowano analogicznie ak podczas łożyskowania przegubu 3.



Rysunek 14: Łożyskowanie przegubu nr 4

$$P_{Ramie} = 2,4 \text{ MPa}$$

$$P_{Korpus} = 2,4 \text{ MPa}$$

6.5 Wnioski

Porównując powyższe wyniki z danymi producenta można wywnioskować, że otrzymane naprężenia są wielokrotnie mniejsze od dopuszczalnych nacisków. Dzięki temu mamy pewność, że zastosowane łożyska będą pracować prawidłowo.

7 Podsumowanie

Celem projektu było zaprojektowanie chwytaka do robota FANUC M-10iA. Niniejszy raport prezentuje konieczne obliczenia wytrzymałościowe, kinematyki mechanizmu oraz zakres ruchomości. Na podstawie powyższych wyników można wywnioskować, że chwytak został zaprojektowany poprawnie. Do raportu dołączona została dokumentacja techniczna, składająca się

z rysunków technicznych wybranych części oraz rysunków złożeniowych elementu łączącego chwytak do robota i całego chwytaka [8]. Nie brakuje jednak elementów, które można wykonać w lepiej.

Jednym z nich jest optymalizacja masy chwytaka. Powinien być on jak najlżejszy, aby zminimalizować obciążenie robota, który będzie wyposażony w zaprojektowaną część. Optymalizacji można poddać, np. chwytaki, tuleje łączące chwytak z robotem.

Następnym aspektem, który można poprawić są wymiary geometryczne odpowiadające za rozwarcie chwytaka. Dzięki tej operacji można zmniejszyć siły występujące na złączach oraz siłę generowaną przez siłownik.

Można również rozważyć wykorzystanie innego materiału oraz technologii wykonania poszczególnych elementów chwytaka. Dzięki takim działaniom moglibyśmy zmniejszyć masę oraz cenę.

Bibliografia

1. J. Frączek, M. Wojtyra, Wykład z Teorii Maszyn i Mechanizmów.
2. Współczynnik tarcia https://pl.wikipedia.org/wiki/Wsp%C3%B3%C5%82czynnik_tarcia
3. Compact cylinders ADN/AEN, to ISO 21287 https://www.festo.com/cat/engb_gb/data/doc_engb/PDF/EN/ADN_EN.PDF
4. Z. Brzoska, Wytrzymałość materiałów. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 1983.
5. Internetowy kalkulator belek <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>
6. Specyfikacja śrub pasowanych ISO 7379 <https://www.elesa-ganter.pl/siteassets/PDF/PL/ISO%207379.pdf>
7. Obciążenie łożysk <https://www.igus.pl/info/plain-bearings-iglidur-load>
8. T. Dobrzański, Rysunek Techniczny Maszynowy. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2004.