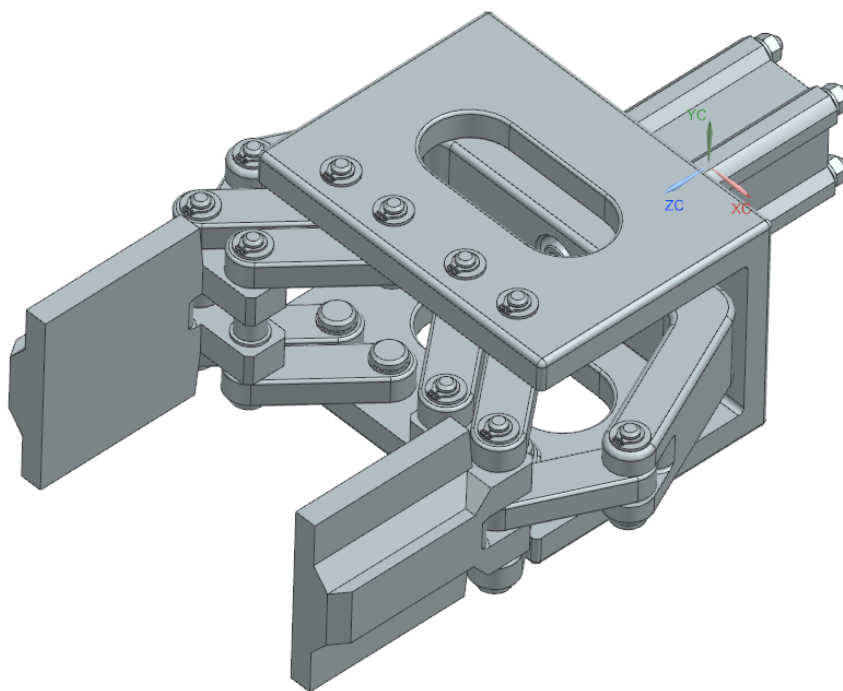


Instytut Techniki Lotniczej i Mechaniki Stosowanej

Zakład Podstaw Konstrukcji

Projekt chwytaka do robota PKR1



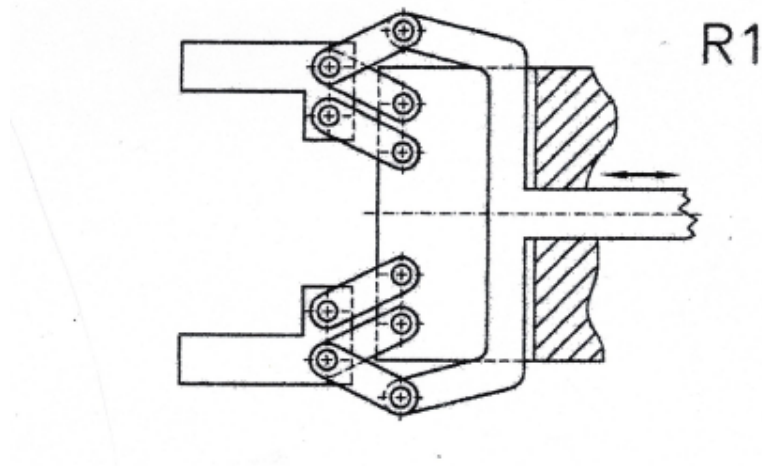
Maciej Jędrzejewski
6 grudnia 2024

Spis treści

1	Wprowadzenie i założenia koncepcyjne	3
2	Spis elementów	4
3	Przeprowadzone obliczenia	5
3.1	Dobór siłownika	5
3.2	Obliczenia wytrzymałościowe sworzni	8
3.2.1	Sworzeń nr. 1	12
3.2.2	Sworzeń nr. 2	15
3.2.3	Sworzeń nr. 3	17
3.2.4	Sworzeń nr. 4	19
3.2.5	Sworzeń nr. 5	21
3.3	Obliczenia wytrzymałościowe łożysk	22
3.3.1	GFM-0608-05	23
3.3.2	GSM-0608-03	23
3.3.3	Obliczenie naprężeń	24
4	Podsumowanie	25

1 Wprowadzenie i założenia koncepcyjne

Celem niniejszego projektu było stworzenie chwytaka zdolnego przenosić bloki w kształcie walca w odpowiednim przedziale gabarytów. Niżej przedstawiono zakładany schemat chwytaka:



Rysunek 1: Założenia co do wstępnej geometrii

W niniejszej tabeli przedstawiono założenia co do chwytaka:

Ciężar przenoszonego przedmiotu $Q[N]$	21
$D_{min}[mm]$	65
$D_{max}[mm]$	100
Przyśpieszanie przedmiotu $a \left[\frac{m}{s^2} \right]$	1g

2 Spis elementów

Niżej przedstawiono spis elementów wykorzystanych w finalnym projekcie. Własnoręcznie zaprojektowane części utworzono głównie ze stali S1100QL oraz EN AW-2024.

Nazwa elementu	Norma/numer katalogowy*	Materiał**	ilość
Siłownik CQ2	CQ2B25-40D	—	1
Ceownik	—	EN AW-2024	1
Rama	—	EN AW-2024	1
Palec	—	EN AW-2024	2
Łącznik	—	Stal S1100QL	10
Tuleja 10mm	—	EN AW-2024	2
Tuleja przy tłoczysku	—	EN AW-2024	1
Sworzeń od siłownika	—	Stal S1100QL	4
Sworzeń 30mm	—	Stal S1100QL	8
Sworzeń 36mm	—	Stal S1100QL	2
Sworzeń 64mm	—	Stal S1100QL	4
Łożysko iglidur z kołnierzem	GFM-0608-05	—	56
Łożysko iglidur	GSM-0608-03	—	24
Pierscien Segera	DIN 471-6-C75S	—	14
Śruba do tłoczyska	M6x24 DIN 912	—	1
Podkładka pod M4	DIN 125-M4-A2	—	4
Podkładka sprężynująca	PN 82008-M5-C75S	—	4
Nakrętka sześciokątna	DIN 934-M5-A2	—	4
Podkładka sprężynująca	PN 82008-M6-C75S	—	1
Podkładka pod śrubę	ANSI/ESD S20.20:2021-M6-A2 ***	—	1

Tabela 1: Spis części

* Podano zgodnie z rysunkiem złożeniowym.

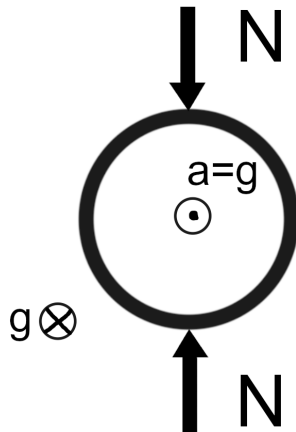
** Materiału nie podano, jeśli określa go norma bądź producent. Materiały podano obok norm, tak jak na rysunku złożeniowym załączonym do sprawozdania.

*** producent RS nr. katalogowy 7976373

3 Przeprowadzone obliczenia

3.1 Dobór siłownika

Aby wyliczyć siłę jaką ma generować siłownik należało wyliczyć siłę docisku działającą na chwytny przedmiot przez palce, która powodowałaby siłę tarcia odpowiednią do podnoszenia przedmiotu z zadany przyśpieszeniem.



Rysunek 2: Schemat sił działający na podnoszony przedmiot

W prosty sposób można wyliczyć siłę nacisku na przedmiot \vec{F}_N . Przyjęto współczynnik tarcia $\mu = 0,12$.

$$\vec{F}_w = m\vec{a} \quad a = g$$

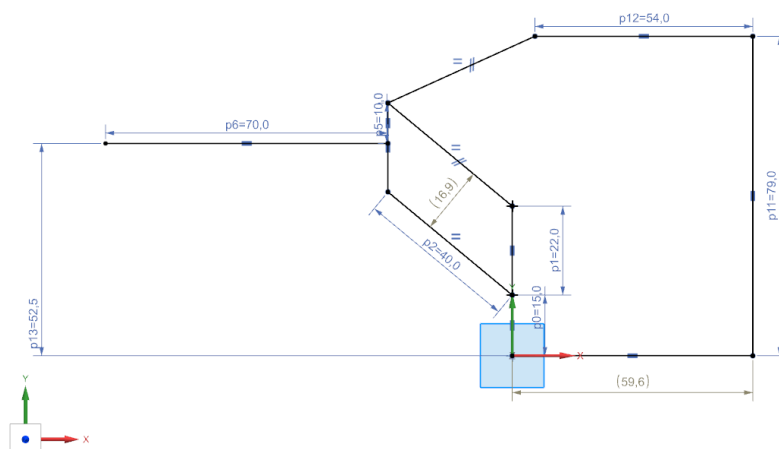
$$2T - mg = mg$$

$$2\mu F_N - mg = mg$$

$$F_N = \frac{mg}{\mu} = \frac{Q}{\mu}$$

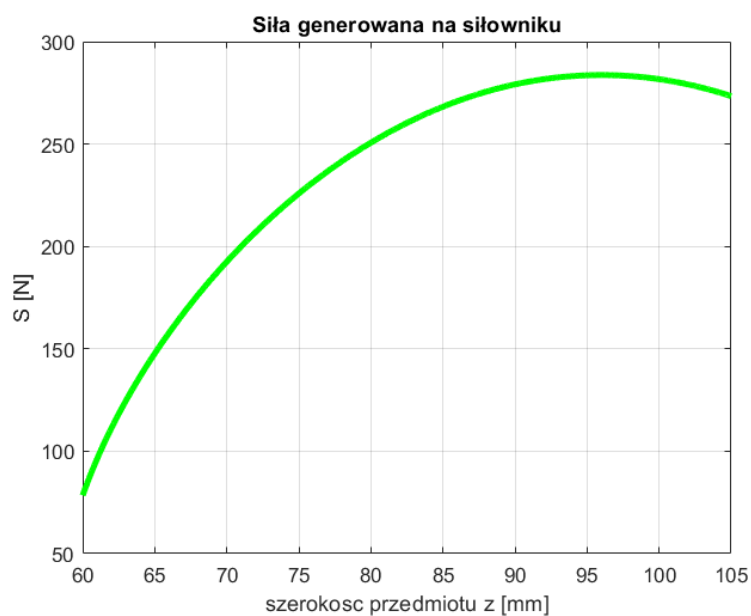
Po prostym podstawieniu do wzoru danych otrzymujemy $F_N = 175N$.

Kolejnym krokiem było stworzenie schematu kinematycznego chwytaka.



Rysunek 3: Szkic stworzony w programie NX

Szkic ten posłużył do wyliczenia siły generowanej przez siłownik w zależności od gabarytów przedmiotu. Należy tu podkreślić, że celowo rozważano średnice od 60mm do 105mm.



Rysunek 4: Wykres siły "na siłowniku"

Z powyższego wykresu łatwo odczytać, że wymagana teoretyczna siła na siłowniku przy danych wymiarach wynosi około:

$$S_{\text{teoretyczne}} = 283,7 \text{ N}$$

Należy jednak wziąć poprawkę na sprawność rzeczywistego mechanizmu. Przyjęto następującą wartość sprawności i wyliczono już poprawną siłę.

$$\eta = 90\% \quad S = \frac{S_{\text{teoretyczne}}}{\eta} = 315,2 \text{ N}$$

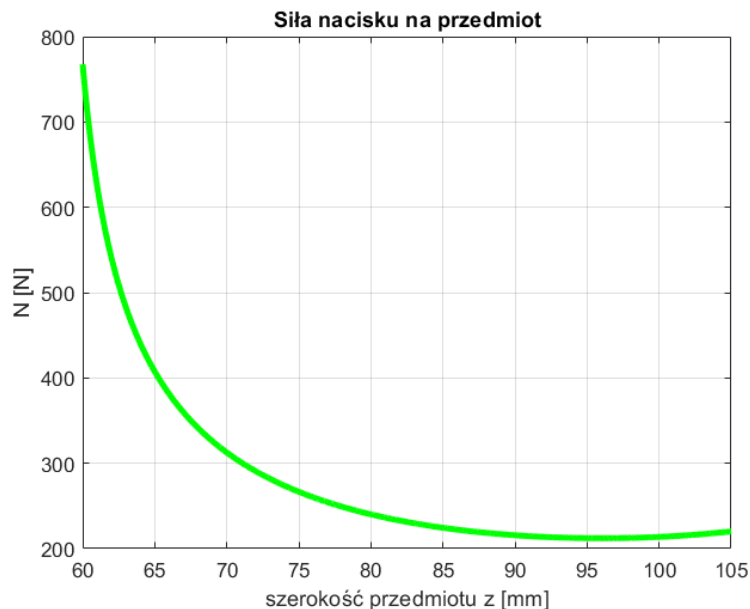
Do poprawnego doboru siłownika potrzeba było jeszcze jego skoku. W tym wypadku jest on równy różnicy położenia ramy chwytaka w skrajnych położeniach. Dane te również można było odczytać ze schematu kinematycznego po ustawieniu go w dwóch wspomnianych konfiguracjach.

$$\Delta x = 59,6 - 23,0 = 36,6 \text{ mm}$$

Na podstawie powyższych wyliczeń wybrano następujący siłownik.

Producent	SMC
Numer katalogowy	CQ2B25-40D
Skok [mm]	40
Średnica łożyska [mm]	25
Ciśnienie pracy [MPa]	0,7
Siła generowana przez siłownik [N]	344

Tak wygląda wykres siły nacisku na przedmiot po doborze powyższego siłownika.

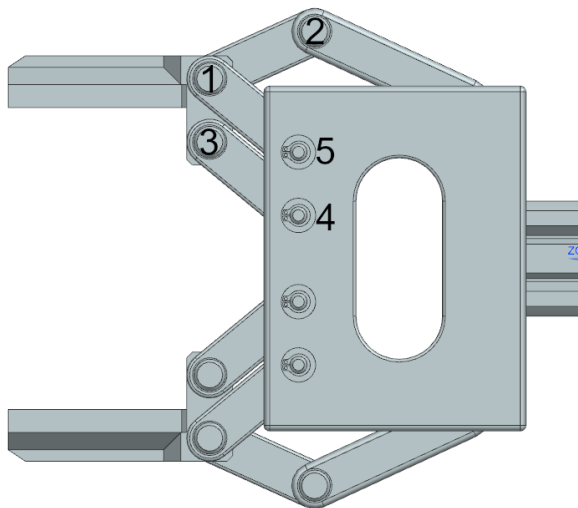


Rysunek 5: Wykres siły nacisku na przedmiot po doborze siłownika R_1

Można z niego odczytać, że minimalna siła nacisku jest równa $|\vec{N}| = 212,2 \text{ N}$. Nawet mnożąc ją przez zakładaną wcześniej sprawność otrzymano $N_\eta = 191,0 \text{ N}$, co jest wciąż większą wartością od minimalnej siły nacisku potrzebnej do podniesienia przedmiotu wyliczonej wcześniej.

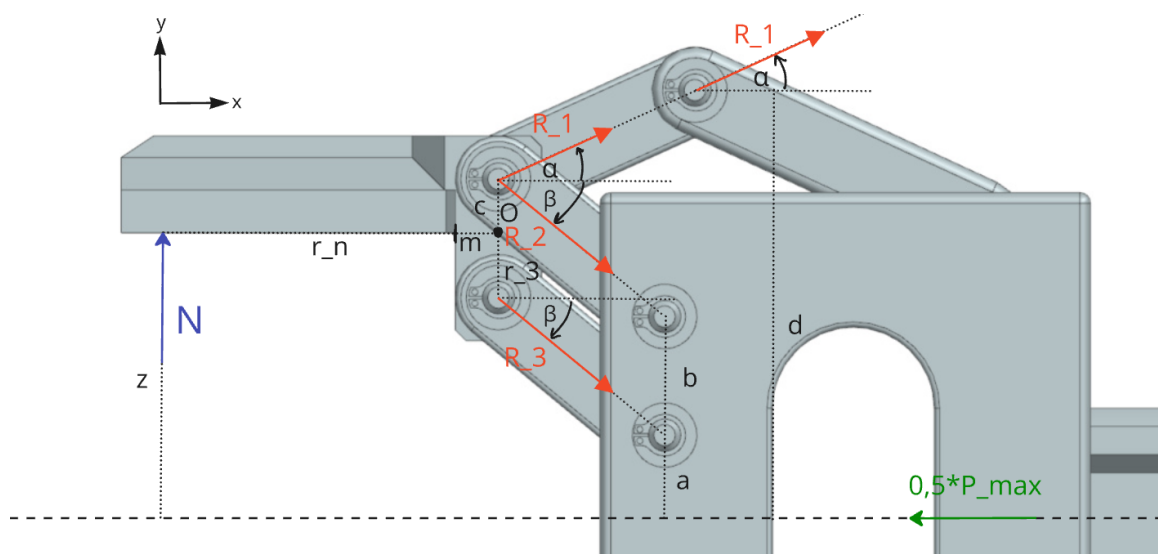
3.2 Obliczenia wytrzymałościowe sworzni

W tej jak i dalszej części sprawozdania posłużono się oznaczeniem konkretnych sworzni pokazanym na schemacie poniżej. Podpisano tylko sworznie na górze schematu, ponieważ istnieje tu symetria konstrukcji i obciążenia przez co reakcje w dolnej części schematu będą analogiczne.



Rysunek 6: Podpis sworzni

Po wyznaczeniu siły na siłowniku należało przejść do policzenia sił reakcji w sworznich. W celu łatwiejszego zrozumienia równań, które występują w kolejnej części sprawozdania zamieszczono grafikę z siłami i wymiarami naniesionymi na obraz chwytaka w NX.



Rysunek 7: Schemat równowagi sił chwytaka

Sposób wyznaczania sił w głównej mierze opiera się o równowagę sił i momentów sił palca chwytaka. Dodatkowo skorzystano tu z symetrii konstrukcji, czego wynikiem jest też podzielenie siły od siłownika na 2. Niżej przedstawiono równania wyznaczające wartości, z których zbudowany finalny układ równań dla palca chwytaka:

$$\alpha = \arcsin \frac{d - (z + c)}{L} \quad \beta = -\arcsin \frac{(z + c) - (a + b)}{L}$$

$$\vec{R}_1 = [R_1 \cos \alpha; R_1 \sin \alpha] \quad \vec{R}_2 = [R_2 \cos \beta; R_2 \sin \beta] \quad \vec{R}_3 = [R_3 \cos \beta; R_3 \sin \beta]$$

$$\vec{c} = [0; c] \quad \vec{r}_3 = [0; -(b - c)] \quad \vec{r}_n = [r_n; 0]$$

$$\Omega = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}$$

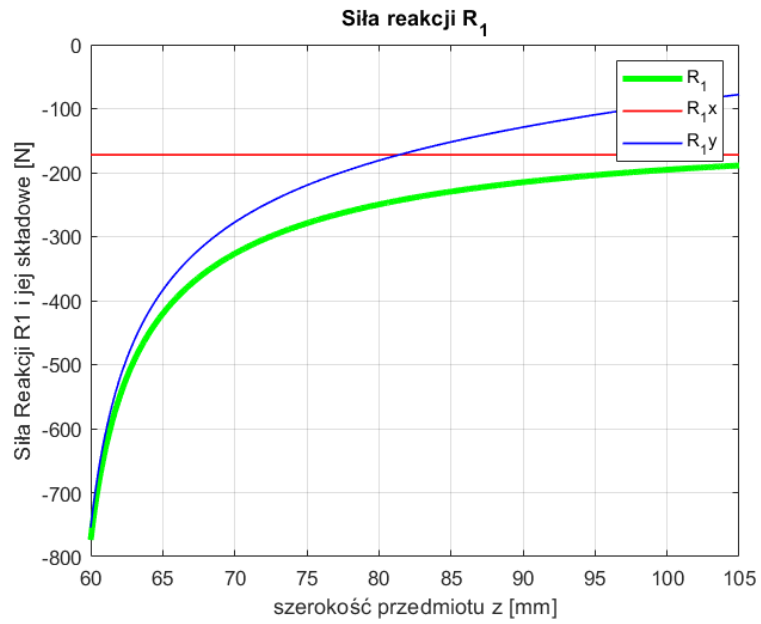
Potrzebne długości odcinków można odczytać ze schematu kinematycznego (Rysunek 3). Reakcje w kolejnych położeniach chwytaka konkretnych przegubach wyznaczono na podstawie poniższego układu równań, który jest równaniami równowagi sił i momentów dla palca chwytaka. Trzecie równanie wiąże reakcję w przegubie pierwszym z siłą generowaną przez siłownik. Układ ten rozwiązano numerycznie.

$$\begin{cases} \vec{N} + \vec{R}_1 + \vec{R}_2 + \vec{R}_3 = \vec{0} \\ (\Omega \vec{c})^T \vec{R}_1 + (\Omega \vec{c})^T \vec{R}_2 + (\Omega \vec{r}_3)^T \vec{R}_3 + (\Omega \vec{r}_n)^T \vec{N} = 0 \\ R_1 = \frac{-P_{max}}{2 \cos \alpha} \end{cases}$$

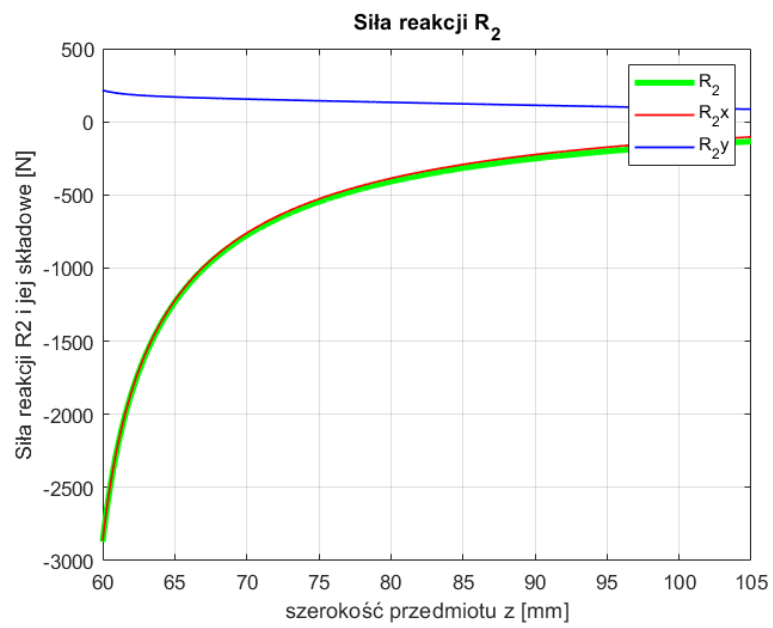
Opis zmiennych:

- \vec{N} – Siła nacisku na palec przez przedmiot,
- $\vec{R}_1, \vec{R}_2, \vec{R}_3$ – siły reakcji w poszczególnych sworzniach,
- \vec{c} – ramię działania sił reakcji przy sworzni 1 (1 - przy łączniku, który jest połączony do ramienia chwytaka; 2 - przy łączniku, który jest połączony z ceownikiem),
- \vec{r}_3 – ramię działania sił reakcji przy sworzni 3,
- \vec{r}_n – ramię działania sił nacisku \vec{N} ,
- P_{max} – siła generowana przez siłownik,
- α – kąt wychylenia od poziomu kierunku siły reakcji 1 P_{max} .

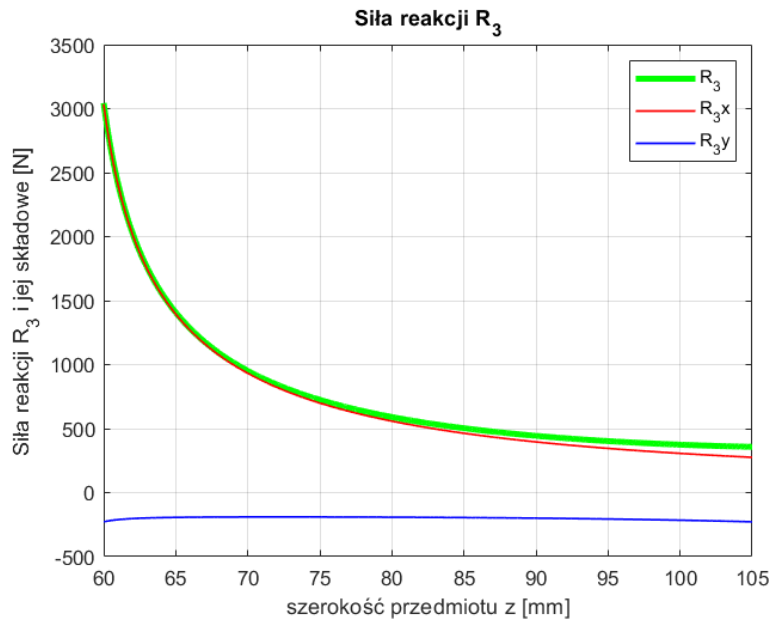
Wyniki obliczeń dla poszczególnych sworzni przedstawiono poniżej:



Rysunek 8: Siła reakcji R_1



Rysunek 9: Siła reakcji R_2



Rysunek 10: Siła reakcji R_3

Po charakterze wykresów można stwierdzić, że największe siły reakcji będą występowały przy podnoszeniu przedmiotów o najmniejszych gabarytach. Dla tego przypadku policzono momenty gnące oraz siły tnące i na ich podstawie wyliczono naprężenia zredukowane i porównano je z dopuszczalnymi naprężeniami.

W poniższej tabeli podano typ stali i jej parametry, z której wykonane mają być sworznie. Niżej podano również sposób obliczeń. Naprężenia zredukowane policzono zgodnie z hipotezą HMM.

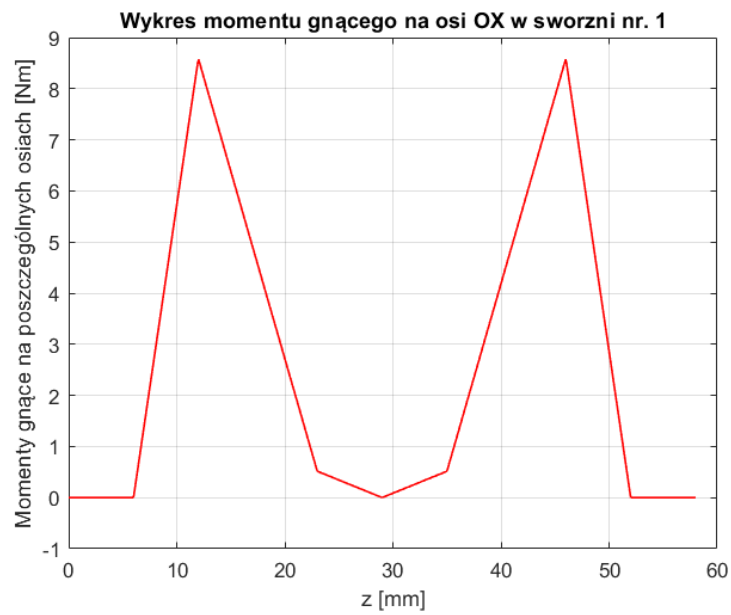
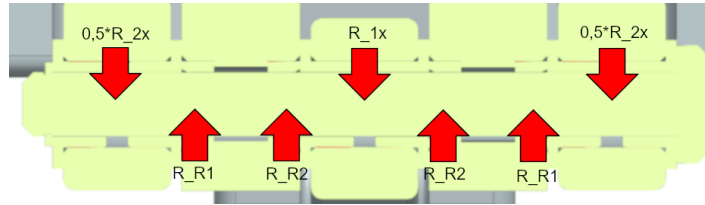
Typ stali	Stal S1100QL
R_e	1100 MPa
ν	0,3
E	$2,1 \cdot 10^5 MPa$

$$k = 1.5 \quad R_e = 1100 MPa \quad \sigma_{red} = \sqrt{0,5\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \sigma_{red} \cdot k < R_e$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \tau = \frac{16T}{3\pi d^2} \quad I_y = \frac{\pi d^4}{64}$$

3.2.1 Sworzeń nr. 1

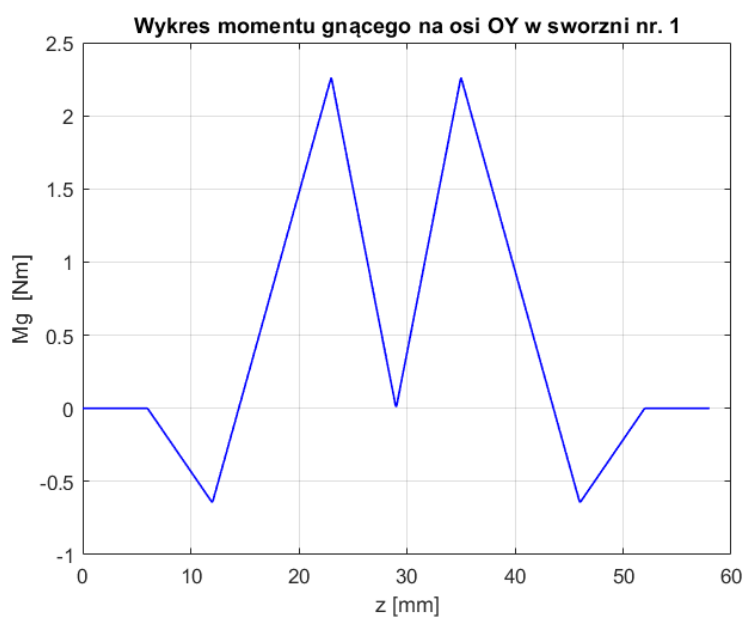
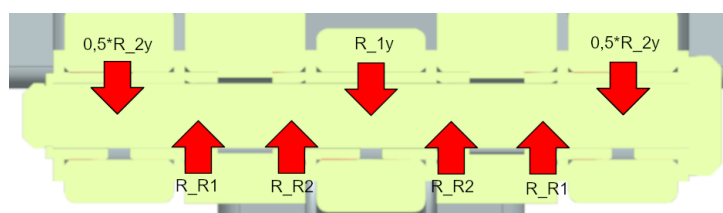
Ze względu na to, że na sworzeń nr. 1 działają siły w dwóch różnych płaszczyznach, należało rozważyć momenty gnące oraz siły gnące w dwóch osiach.



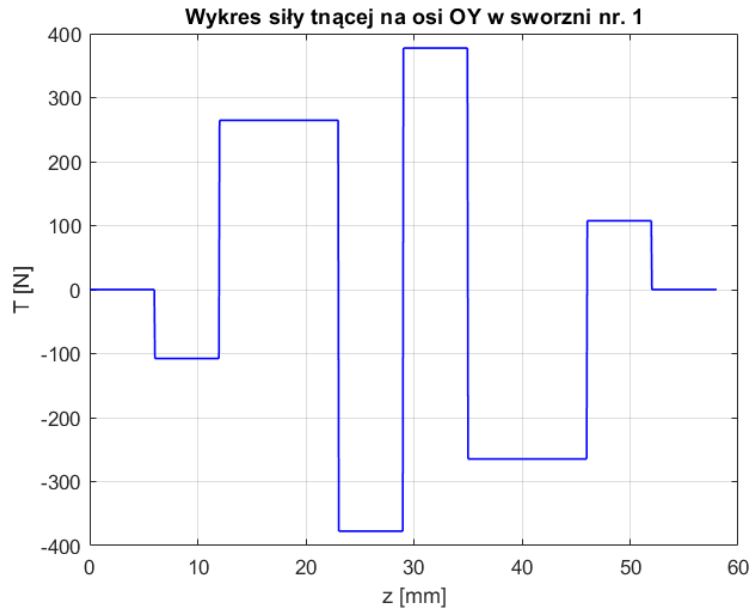
Rysunek 11: Moment gnący w sworzniu nr. 1 działający równoległe do osi OX



Rysunek 12: Siła tnąca w sworzniu nr. 1 działający równoległe do osi OX



Rysunek 13: Moment gnący w sworzniu nr. 1 działający równoległe do osi OY



Rysunek 14: Siła tnąca w sworzniu nr. 1 działający równolegle do osi OY

W celu wyliczenia wypadkowego momentu gnącego i wypadkowej siły tnącej skorzystano z twierdzenia Pitagorasa. Ustalono, że najbardziej wyęczone na zniszczenie są punkty o współrzędnej 17.5mm oraz 40.5mm.

$$M_{gwypp} = \sqrt{M_{gx}^2 + M_{gy}^2} \quad T_{wypp} = \sqrt{T_x^2 + T_y^2}$$

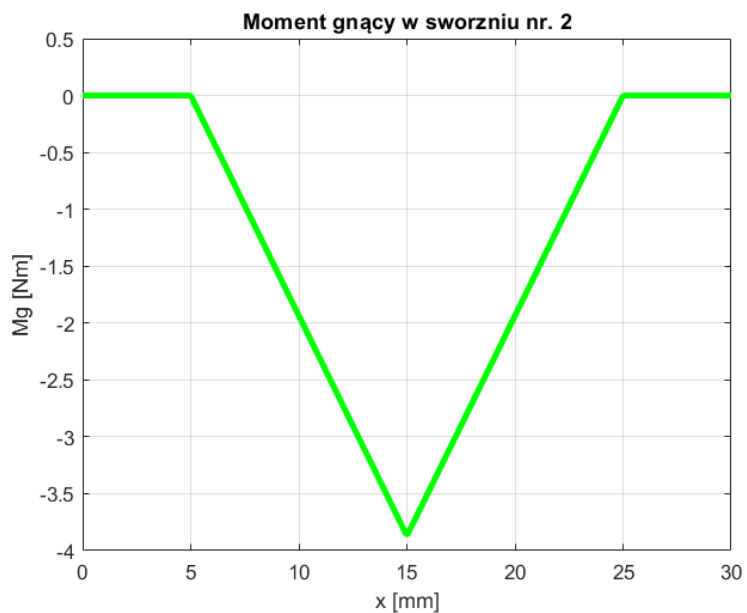
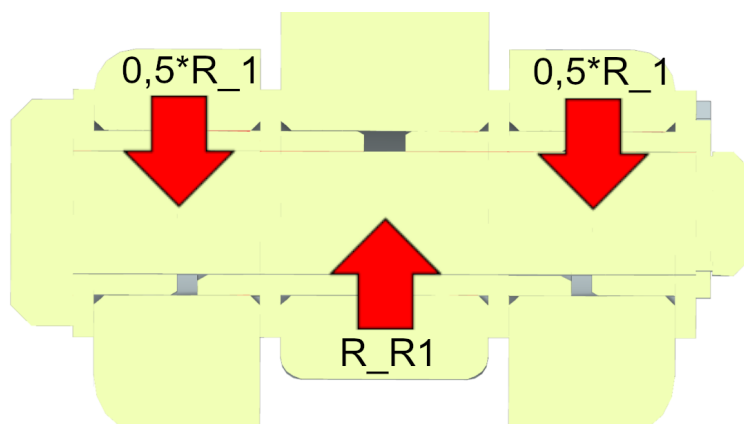
Podstawiając dane z wykresu otrzymujemy:

$$M_{gwypp} = \sqrt{8,575^2 + (-0.641)^2} Nm = 8.5990 Nm \quad T_{wypp} = \sqrt{1431.39^2 + (-107.66)^2} N = 1,4354 kN$$

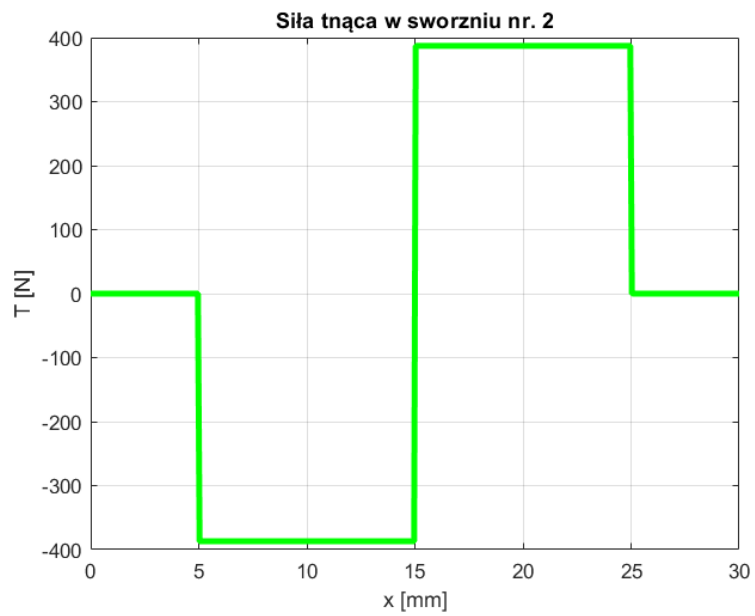
$$\sigma = 405,5 MPa \quad \tau = 67,7 MPa \quad \sigma_{red} = 309,8 MPa \quad k * \sigma_{red} = 464,7 MPa < 1100 MPa$$

3.2.2 Sworzeń nr. 2

W sworzniu nr. 2 jak i pozostałych siły działają w jednej płaszczyźnie, co ułatwia obliczenia.



Rysunek 15: Moment gnący w sworzniu nr. 2



Rysunek 16: Siła tnąca w sworzniu nr. 2

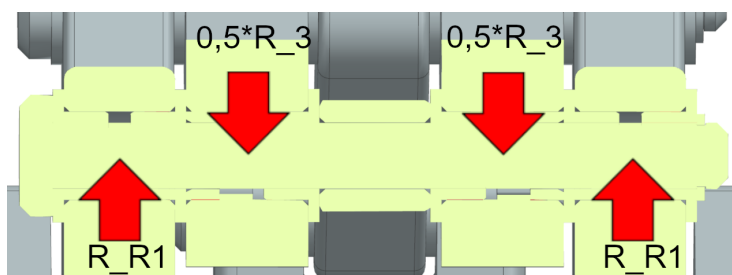
Najbardziej wyężony w tym wypadku jest przekrój o współrzędnej 15mm. Podstawiając dane z wykresu otrzymujemy:

$$M_g = 8.5990 Nm \quad T = 1,4354 kN$$

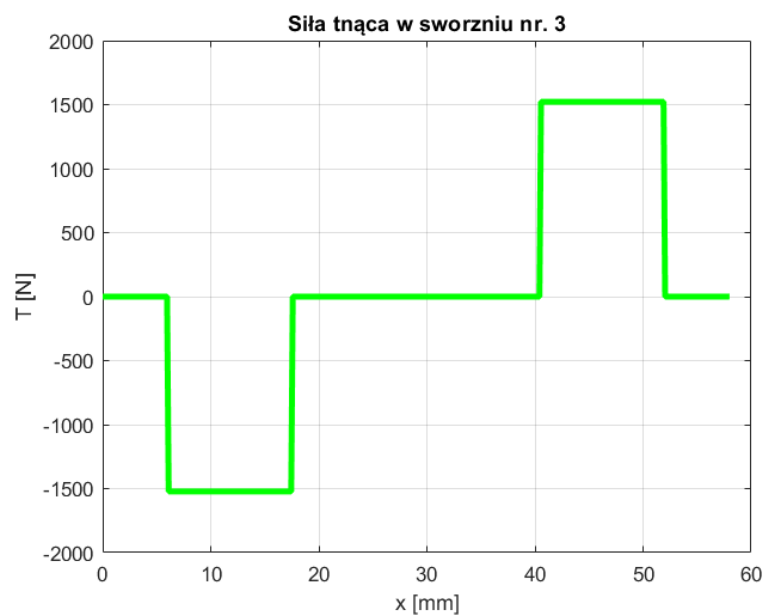
$$\sigma = -181,8 MPa \quad \tau = -18,3 MPa \quad \sigma_{red} = 132,4 MPa \quad k * \sigma_{red} = 198,6 MPa < 1100 MPa$$

3.2.3 Sworzeń nr. 3

W sworzniu nr. 3 siły działają w jednej płaszczyźnie, co ułatwia obliczenia.



Rysunek 17: Moment gnący w sworzniu nr. 3



Rysunek 18: Siła tnąca w sworzniu nr. 3

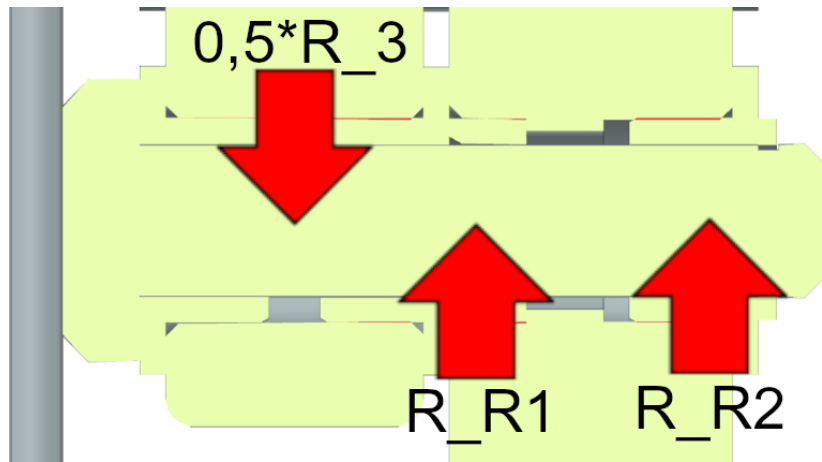
Najbardziej wyężony w tym wypadku jest przekrój o współrzędnej 29mm. Podstawiając dane z wykresu otrzymujemy:

$$M_g = -17,4993Nm \quad T = -1,5217kN$$

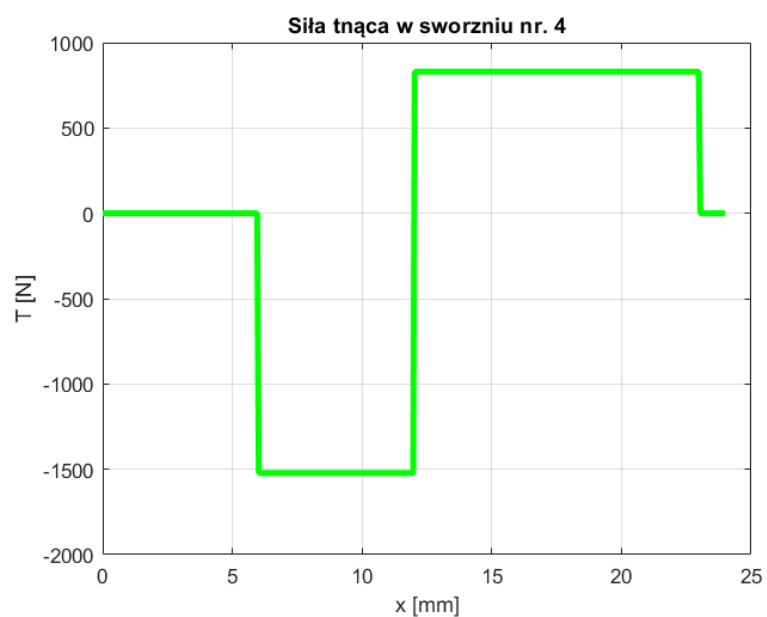
$$\sigma = -825,2MPa \quad \tau = -71,8MPa \quad \sigma_{red} = 596,6MPa \quad k * \sigma_{red} = 894,9MPa < 1100MPa$$

3.2.4 Sworzeń nr. 4

W sworzniu nr. 4 siły działają w jednej płaszczyźnie, co ułatwia obliczenia.



Rysunek 19: Moment gnący w sworzniu nr. 4



Rysunek 20: Siła tnąca w sworzniu nr. 4

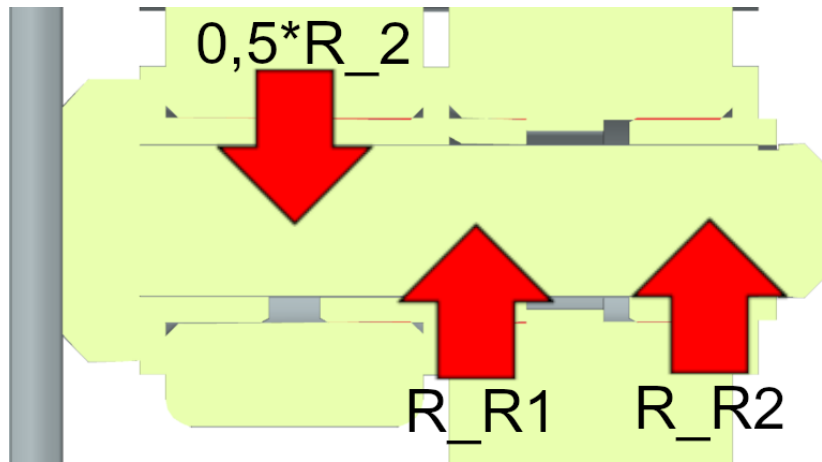
Najbardziej wyężony w tym wypadku jest przekrój o współrzędnej 12mm. Podstawiając dane z wykresu otrzymujemy:

$$M_g = -9,1051Nm \quad T = -1,5221kN$$

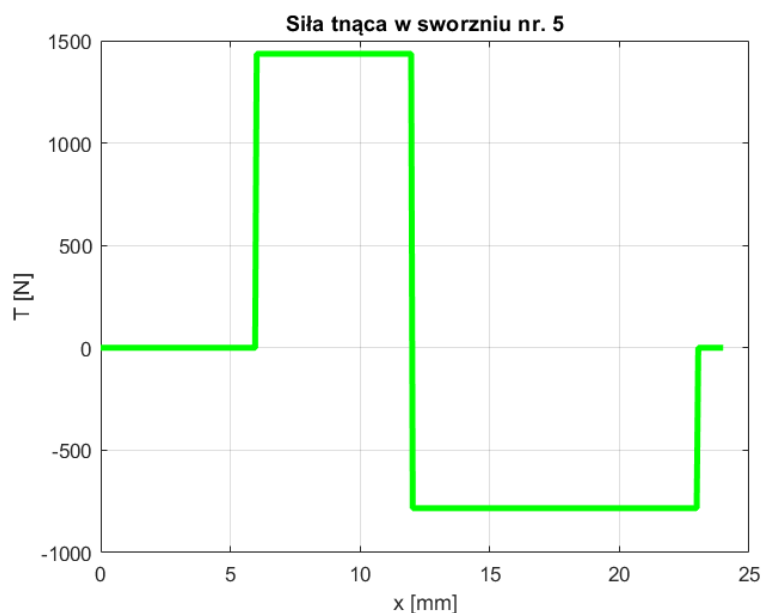
$$\sigma = -429,4MPa \quad \tau = -71,8MPa \quad \sigma_{red} = 328,1MPa \quad k * \sigma_{red} = 492,1MPa < 1100MPa$$

3.2.5 Sworzeń nr. 5

W sworzniu nr. 5 siły działają w jednej płaszczyźnie, co ułatwia obliczenia.



Rysunek 21: Moment gnący w sworzniu nr. 5



Rysunek 22: Siła tnąca w sworzniu nr. 5

Najbardziej wyężony w tym wypadku jest przekrój o współrzędnej 12mm. Podstawiając dane z wykresu otrzymujemy:

$$M_g = 8,5891Nm \quad T = 1,4354kN$$

$$\sigma = 405,0MPa \quad \tau = 67,7MPa \quad \sigma_{red} = 309,5MPa \quad k * \sigma_{red} = 464,2MPa < 1100MPa$$

3.3 Obliczenia wytrzymałościowe łożysk

W projekcie użyto dwóch rodzaj łożysk z katalogu firmy igus®: GSM-0608-03 oraz GFM-0608-05. To drugie jest łożyskiem z kołnierzem. Do obliczeń użyto tego samego współczynnika bezpieczeństwa $k=1,5$, jak w przypadku sworzni. Wszelkie naprężenia w łożyskach policzono w następujący sposób.

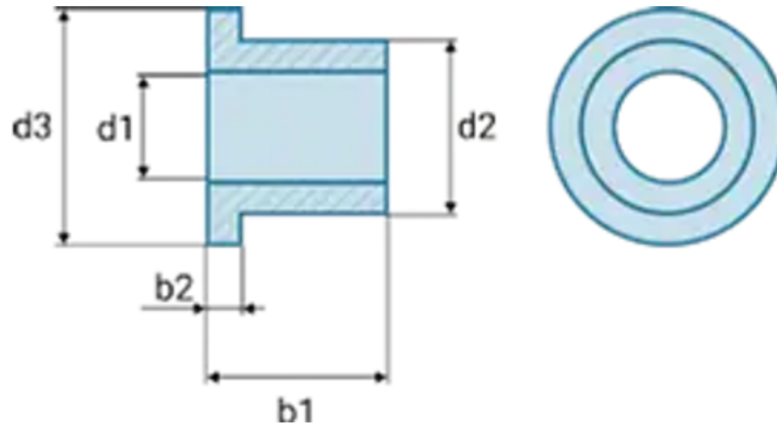
$$\sigma = \frac{k * F}{A_i} < \sigma_{max}$$

W podanym wzorze porównuje się naprężenia teoretyczne przemnożone przez współczynnik bezpieczeństwa k do naprężeń maksymalnych dla naszych łożysk, których wartość można znaleźć na stronie producenta. Dla obu łożysk ta wartości jest taka sama i wynosi $\sigma_{max} = 80,0MPa$

Na początku wyliczono pola łożysk. Należało tu przyjrzeć się konkretnym łożyskom i ich wymiarom.

3.3.1 GFM-0608-05

Schemat łożyska prezentuje się następująco:



Rysunek 23: Wymiarowanie łożyska GFM-0608-05; źródło: <https://www.igus.pl/>

Interesujące nas wymiary to:

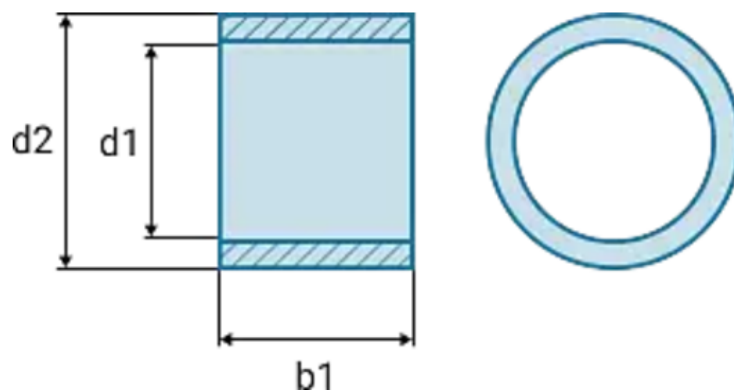
- $d_2 = 8mm$
- $b_2 = 1mm$
- $b_1 = 5mm$

Pole do obliczeń można policzyć w następujący sposób:

$$A_{GFM} = (b_1 - b_2) * d_2 \quad A_{GFM} = 3,2 * 10^{-5} m^2$$

3.3.2 GSM-0608-03

Schemat łożyska prezentuje się następująco:



Rysunek 24: Wymiarowanie łożyska GSM-0608-03; źródło: <https://www.igus.pl/>

Interesujące nas wymiary to:

- $d_2 = 8mm$
- $b_1 = 3mm$

Pole do obliczeń można policzyć w następujący sposób:

$$A_{GSM} = b_1 * d_2 \quad A_{GSM} = 2,4 * 10^{-5} m^2$$

3.3.3 Obliczenie naprężeń

Chwytnak zaprojektowano tak, że w każdym otworze na sworzeń łożyska występują w parach, w celu rozłożenia sił. Są to, albo dwa łożyska GFM-0608-05, albo jedno GSM-0608-03 i jedno GFM-0608-05. Przyjęto, że siły danych par dzielą się równomiernie na dwa łożyska. Niżej wyliczono naprężenia w łożyskach dla określonych miejsc:

Łącznik między sworzniami 1 - 2:

Występują dwa łożyska GFM-0608-05.

$$F = 0,5 * R_1 = 387,7N \quad \sigma = 18,1MPa < \sigma_{max}$$

Wniosek: Łożyska wytrzymają.

Łącznik między sworzniami 1 - 5:

Występują dwa łożyska GFM-0608-05.

$$F = 0,25 * R_2 = 717,7N \quad \sigma = 33,6MPa < \sigma_{max}$$

Wniosek: Łożyska wytrzymają.

Łącznik między sworzniami 3 - 4:

Występują dwa łożyska GFM-0608-05.

$$F = 0,25 * R_3 = 760,8N \quad \sigma = 35,6MPa < \sigma_{max}$$

Wniosek: Łożyska wytrzymają.

rama:

Występuje jedno łożysko GSM-0608-03 oraz jedno łożysko GFM-0608-05.

$$F = 0,25 * R_1 = 193,5N \quad \sigma_{GSM} = 12,1MPa < \sigma_{max} \quad \sigma_{GFM} = 9,1MPa < \sigma_{max}$$

Wniosek: Łożyska wytrzymają.

Sworzeń nr. 1 - palec:

Występują dwa łożyska GSM-0608-03.

$$F = 0,25 * |\vec{R}_1 + \vec{R}_2| = 764,3N \quad \sigma = 47,7MPa < \sigma_{max}$$

Wniosek: Łożyska wytrzymają.

Sworzeń nr. 3 - palec:

Występuje jedno łożysko GSM-0608-03 oraz jedno łożysko GFM-0608-05.

$$F = 0,25 * R_3 = 760,8N \quad \sigma_{GSM} = 47,6MPa < \sigma_{max} \quad \sigma_{GFM} = 35,6MPa < \sigma_{max}$$

Wniosek: Łożyska wytrzymają.

Sworzeń nr. 3 - palec:

Występuje jedno łożysko GSM-0608-03 oraz jedno łożysko GFM-0608-05.

$$F = 0,25 * R_3 = 760,8N \quad \sigma_{GSM} = 47,6MPa < \sigma_{max} \quad \sigma_{GFM} = 35,6MPa < \sigma_{max}$$

Wniosek: Łożyska wytrzymają.

Sworzeń nr. 4 - ceownik:

Występuje jedno łożysko GSM-0608-03 oraz jedno łożysko GFM-0608-05.

$$F = 0,25 * R_3 = 760,8N \quad \sigma_{GSM} = 47,6MPa < \sigma_{max} \quad \sigma_{GFM} = 35,6MPa < \sigma_{max}$$

Wniosek: Łożyska wytrzymają.

Sworzeń nr. 5 - ceownik:

Występuje jedno łożysko GSM-0608-03 oraz jedno łożysko GFM-0608-05.

$$F = 0,25 * R_2 = 717,7N \quad \sigma_{GSM} = 44,8MPa < \sigma_{max} \quad \sigma_{GFM} = 33,6MPa < \sigma_{max}$$

Wniosek: Łożyska wytrzymają.

Jak można stwierdzić po powyższych wynikach wszystkie łożyska wytrzymają maksymalne obciążenia występujące w zakresie pracy chwytaka.

4 Podsumowanie

Celem projektu było zaprojektowanie chwytaka do robota, który miał umożliwić przenoszenie przedmiotów w kształcie walca o średnicach od 65 mm do 100 mm oraz ciężarze do 21 N. W ramach realizacji projektu wykonano szereg obliczeń, które pozwoliły na dobranie odpowiednich elementów konstrukcyjnych, takich jak siłownik czy sworznie, a także obliczenia wytrzymałościowe, które zapewniły bezpieczeństwo i trwałość całego mechanizmu. Wpierw, opracowano kinematykę chwytaka, uwzględniając zmiennny parametr, jakim był wymiar chwytanego przedmiotu, co pozwoliło na precyzyjne dopasowanie siły generowanej przez siłownik oraz na wyliczenie sił reakcji przy zadanej sile generowanej przez siłownik.

Wszystkie cele projektu zostały zrealizowane, a zaprojektowany chwytak spełnia założone wymagania zarówno pod względem technicznym, jak i wytrzymałościowym. Dzięki szczegółowym obliczeniom i analizom, chwytak jest w pełni operacyjny, zapewniając odpowiednią siłę chwytu, a także stabilność w trakcie transportu przedmiotów. Projekt stanowi solidną podstawę do dalszego rozwoju i wdrożenia mechanizmu w praktyce, a także stanowi przykład zastosowania nowoczesnych metod inżynierskich w konstrukcji urządzeń roboczych.