

Politechnika Warszawska

W Y D Z I A Ł M E C H A N I C Z N Y
E N E R G E T Y K I I L O T N I C T W A



Instytut Techniki Lotniczej i Mechaniki Stosowanej

Projekt konstrukcyjny

na kierunku Automatyka i robotyka
w specjalności Biomechanika i Biorobotyka, Robotyka

Projekt konstrukcyjny robota szeregowego
o dwóch stopniach swobody

Julia Wilk 304508
Mikołaj Cebula 304486

promotor
Grzegorz Kamiński

WARSZAWA 2022

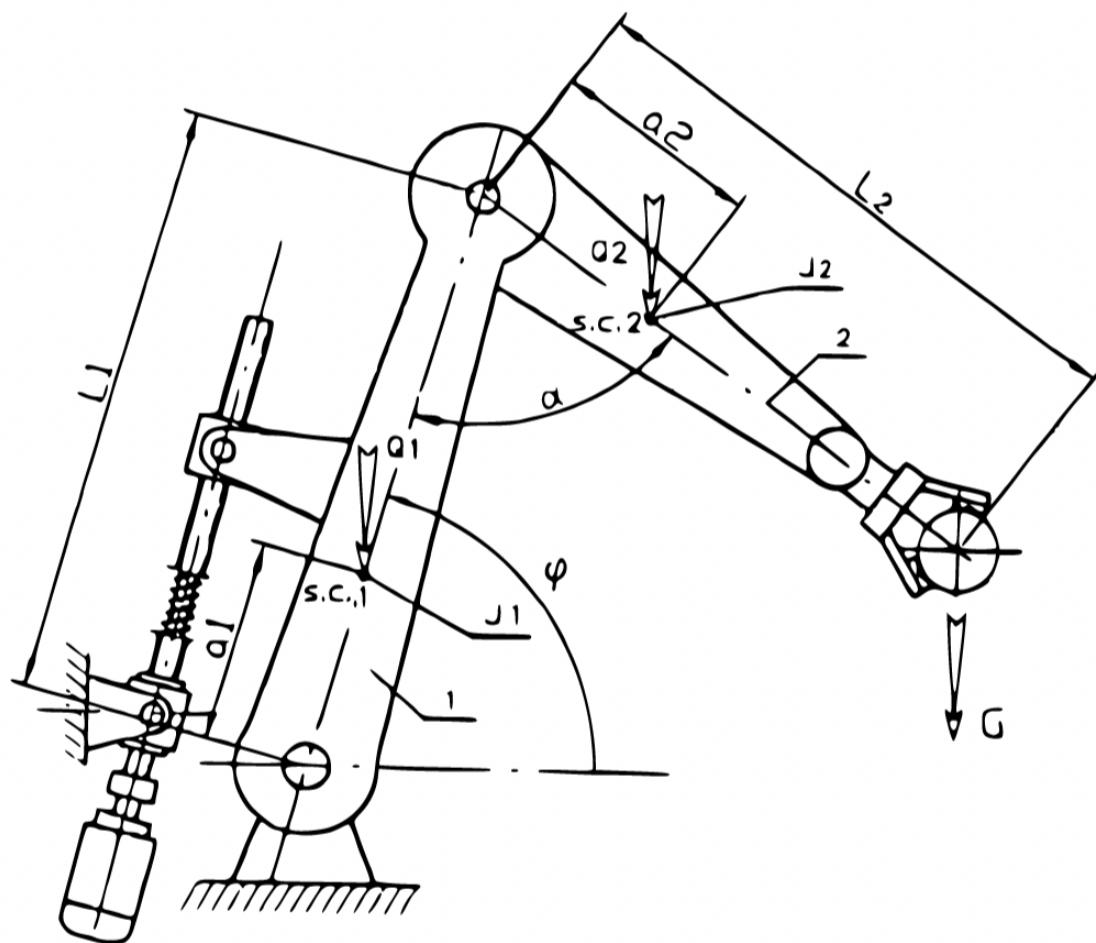
Spis treści

1. Wprowadzenie	5
2. Obliczenia kinematyczne mechanizmu	8
3. Dobór napędów manipulatora	11
3.1. Przekładnia śrubowa	11
3.1.1. Dobór silnika	11
3.1.2. Dobór sprzągłeł	12
3.1.3. Dobór śruby kulowej	13
3.2. Przekładnia pasowa	14
3.2.1. Dobór silnika	14
3.2.2. Dobór przekładni	16
4. Obliczenie wyboczenia śruby kulowej	18
5. Obliczenia łożyskowań	19
5.1. Obliczenia dla łożyskowania A	19
5.2. Obliczenia dla łożyskowania B	20
5.3. Obliczenia dla łożyskowania C	21
5.4. Obliczenia dla łożyskowania D	22
5.5. Obliczenia dla łożyskowania E	24
5.6. Obliczenia wału dla łożyskowania A	26
5.7. Obliczenia wału dla łożyskowania B	27
5.8. Obliczenia wału dla łożyskowania C	29
5.9. Obliczenia wału dla łożyskowania E	30
6. Wybór profili robota	32
7. Podsumowanie	34
Wykaz symboli i skrótów	37
Spis rysunków	38

1. Wprowadzenie

W ramach realizacji projektu nr 2 z przedmiotu Podstawy Konstrukcji Robotów zaprojektowano robota szeregowego o dwóch stopniach swobody. Wymaganiem dotyczącym projektu było, aby jeden ze stopni swobody, określony jako człon pierwszy, był napędzany za pomocą napędu śrubowego. Sposób napędzenia członu drugiego można było wybrać dowolnie. Projekt wykonano w programie Siemens NX [1].

Poniższy rysunek przedstawia schemat robota wraz z przyjętymi oznaczeniami, w tym między innymi długości członów, ich ciężarów, odległości osi obrotu od środka masy, sposobie odmierzania kątów czy w końcu założenie o ciężarze podnoszonego przedmiotu.



Rysunek 1.1. Schemat dwuczlonowego robota szeregowego

Aby w pełni prawidłowo zrealizować zadanie, należało uwzględnić pewnie wymagania geometryczne, masowe oraz kątowe stawiane omawianemu mechanizmowi. Poniższy rysunek przedstawia te właśnie wymagania.

Założenia

przedramię:

$$L1 = 475 \text{ mm}$$

$$Q1 = 215 \text{ N}$$

$$J1 = 1,09 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$a1 = 0,4L1$$

$$\varphi = 30 \div 115^\circ$$

$$\ddot{\varphi} = 3,7 \text{ rad/s}^2$$

ramię:

$$L2 = 0,8L1$$

$$Q2 = 0,9Q1$$

$$J2 = 0,8J1$$

$$a2 = 0,3L2$$

$$\alpha = 85 \div 135^\circ$$

$$\ddot{\alpha} = 0,33\ddot{\varphi}$$

przedmiot:

$$G = 15 \text{ N}$$

Rysunek 1.2. Założenia dla projektowania robota

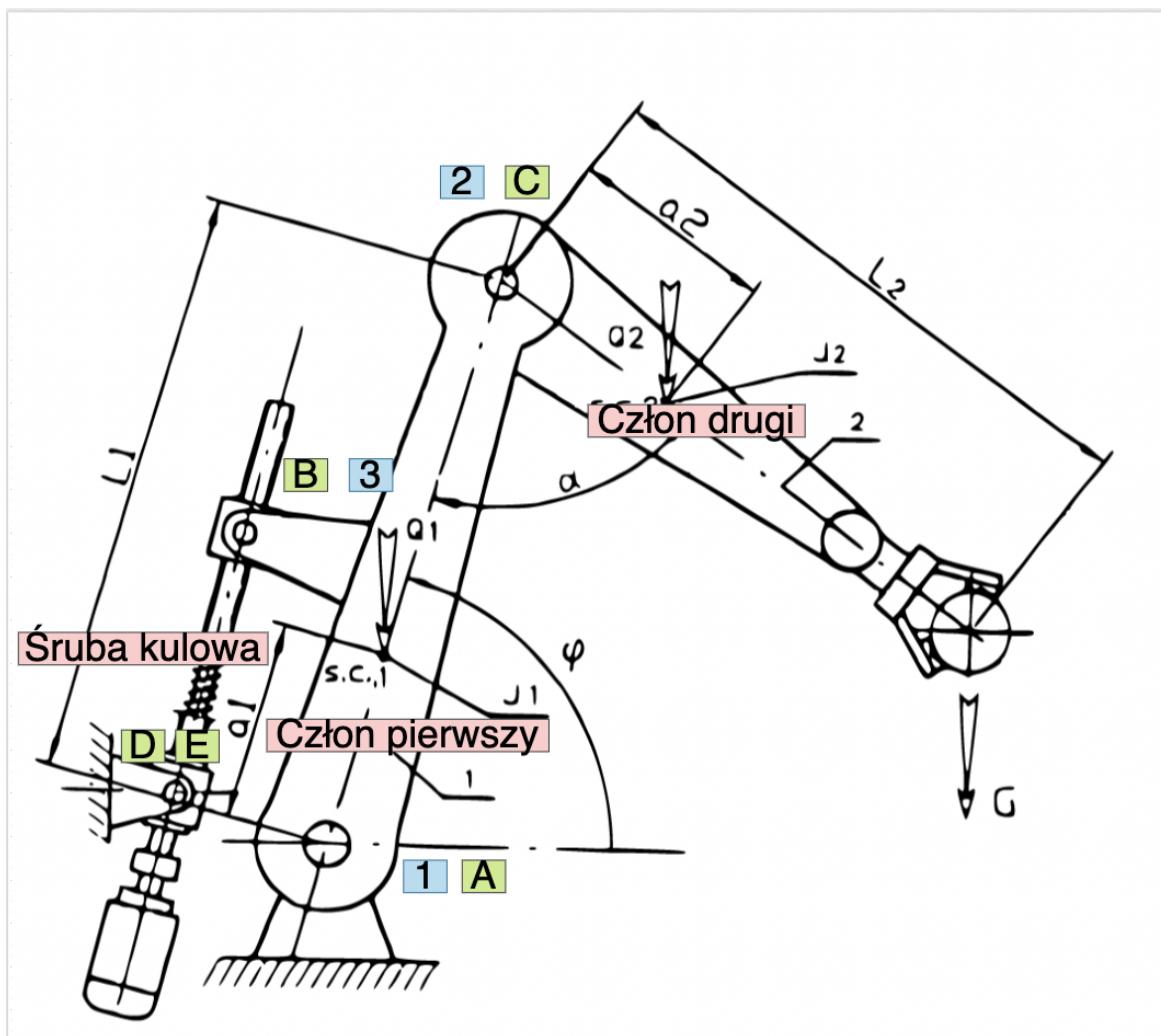
Aby łatwiej było rozpoznawać o jakim łożyskowaniu jest mowa w danej chwili, o jakim członie, lub też o siłach działających w jakich przegubach wprowadzono poniższe oznaczenia. Było to niezbędne dla czytelnego obliczenia i zapisu sił reakcji oraz momentów. Na niebiesko oznaczane są połączenia między parami kinematycznymi, przy czym:

1 - połączenie między członem pierwszym a podłożem,

2 - połączenie między członem pierwszym a drugim,

3 - połączenie między członem pierwszym a śrubą kulową.

Na zielono oznaczone są łożyskowania zastosowane w miejscu poszczególnych połączeń między członami kinematycznymi. Na różowo zaznaczone są przyjęte nazwy dla członów.

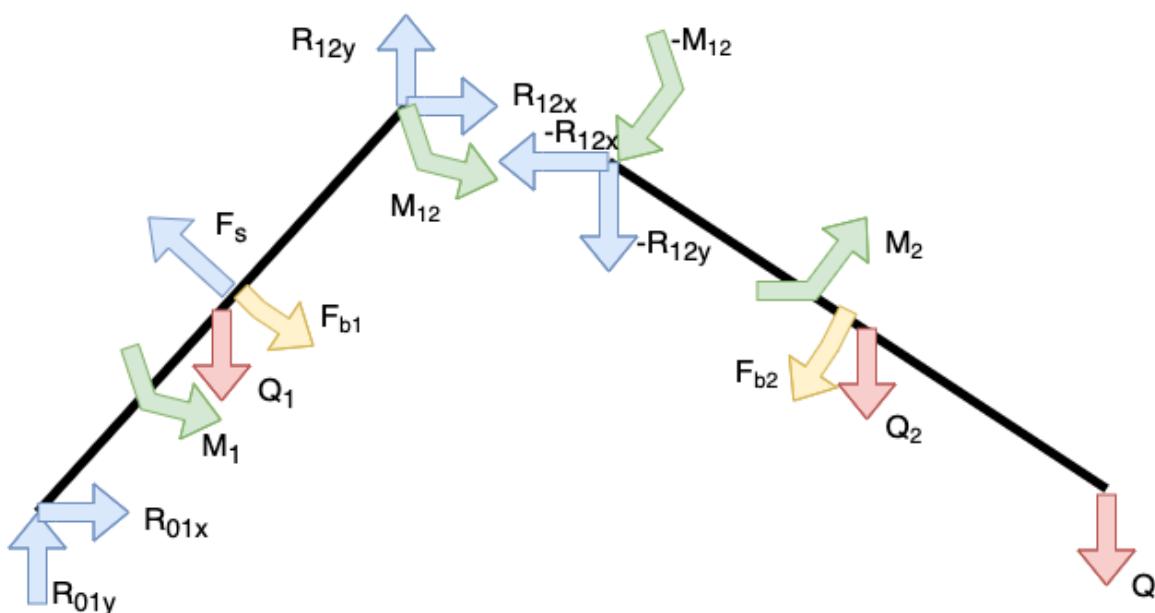


Rysunek 1.3. Oznaczenia przyjęte dla projektowanego robota

2. Obliczenia kinematyczne mechanizmu

W celu dobrania odpowiednich napędów dla członów robota, należało obliczyć maksymalne siły oraz momenty działające w połączeniach członów. Przeprowadzono analizę kinematyki robota wykorzystując Teorię Maszyn i Mechanizmów w zakresie pracy kątowej każdego z członów [2]. Zakres ten określono odczytując wartości kątów z założeń.

Poniższy rysunek prezentuje podział mechanizmu na poszczególne człony. Myślowych przecięć dokonano dokładnie w punktach 1, 2 oraz 3. W miejscu przerwania łańcucha kinematycznego wprowadzono siły reakcji oraz oznaczone je niebieskimi strzałkami, składowe sił reakcji między podłożem a członem pierwszym oznaczono jako R_{01x} oraz R_{01y} a pomiędzy członem pierwszym i drugim jako R_{12x} oraz R_{12y} . Wiedząc, że akcja jest równa reakcji od razu ustalonono, że człon drugi działa na człon pierwszy z taką samą siłą o przeciwnym zwrocie. F_s to siła reakcji między śrubą a członem pierwszym. Czerwone strzałki oznaczają siły ciężkości pochodzące od członu pierwszego (Q_1), drugiego (Q_2) oraz od podnoszonego obiektu (Q). Strzałkami żółtymi oznaczono siły bezwładności działające na człon pierwszy (F_{b1}) i drugi (F_{b2}). Zielone strzałki oznaczają momenty i tutaj mamy moment pomiędzy członem pierwszym i drugim (M_{12}) oraz momenty bezwładności członu pierwszego (M_1) i drugiego (M_2).



Rysunek 2.1. Rozkład sił i momentów działających na poszczególne człony mechanizmu

W MATLABie przeprowadzono obliczenia wektorowe, dzięki którym ustalonono rozkład momentów i sił działających na oba człony. Poniżej przedstawione są obliczenia i równania równowagi umożliwiające ustalenie maksymalnych ich maksymalnych wartości.

$$M_{01} = J_1 \cdot \ddot{\phi} \quad (1)$$

$$M_{02} = J_2 \cdot \ddot{\alpha} \quad (2)$$

$$F_{b1x} = \frac{-Q_1}{g} \cdot a_1 \cdot \ddot{\phi} \cdot \sin(\phi) \quad (3)$$

$$F_{b1y} = \frac{-Q_1}{g} \cdot \ddot{\phi} \cdot \cos(\phi) \quad (4)$$

$$F_{b1} = \sqrt{F_{b1x}^2 + F_{b1y}^2} \quad (5)$$

$$F_{b2x} = \frac{-Q_2}{g} \cdot a_2 \cdot \ddot{\alpha} \cdot \sin(\phi + \alpha - \frac{\pi}{2}) \quad (6)$$

$$F_{b2y} = \frac{-Q_2}{g} \cdot a_2 \cdot \ddot{\alpha} \cdot \cos(\phi + \alpha - \frac{\pi}{2}) \quad (7)$$

$$F_{b2} = \sqrt{F_{b2x}^2 + F_{b2y}^2} \quad (8)$$

$$R_{12x} = -F_{b2x} \quad (9)$$

$$R_{12y} = Q - F_{b2y} - Q_2 \quad (10)$$

$$R_{12} = \sqrt{R_{12x}^2 + R_{12y}^2} \quad (11)$$

$$M_2 = M_{02} + F_{b2x} \cdot a_2 \cdot \cos(\phi + \alpha - \frac{\pi}{2}) + F_{b2y} \cdot a_2 \cdot \sin(\phi + \alpha - \frac{\pi}{2}) \quad (12)$$

$$+ Q \cdot L_2 \cdot \sin(\phi + \alpha - \frac{\pi}{2}) + Q_2 \cdot a_2 \cdot \sin(\phi + \alpha - \frac{\pi}{2})$$

$$F_s = \frac{Q_1 \cdot a_1 \cdot \cos(\phi) + F_{b1} \cdot a_1 + R_{12} \cdot L_1 + M_2 + M_{01}}{\frac{L_1}{2}} \quad (13)$$

$$R_{01x} = F_s \cdot \sin(\phi) + F_{b1x} - R_{12x} \quad (14)$$

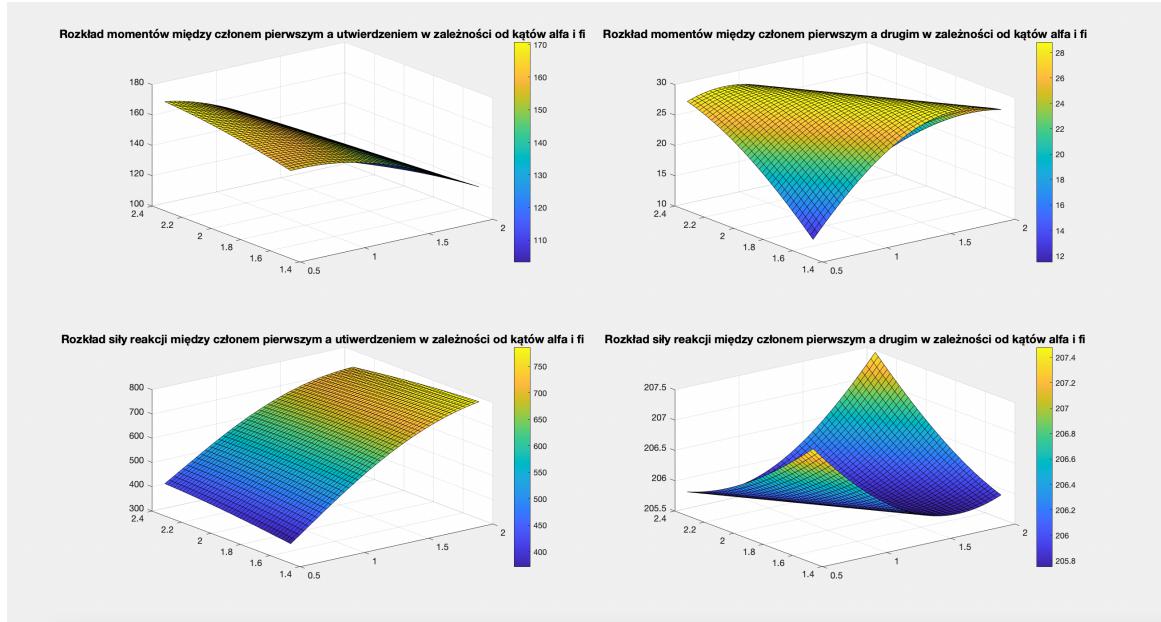
$$R_{01y} = F_s \cdot \cos(\phi) + F_{b1y} - R_{12y} + Q_1 \quad (15)$$

$$R_{01} = \sqrt{R_{01x}^2 + R_{01y}^2} \quad (16)$$

$$M_1 = F_s \cdot \frac{1}{2} \cdot L_1 \quad (17)$$

2. Obliczenia kinematyczne mechanizmu

Dzięki obliczeniom wykonanym w MATLABie uzyskano wykresy powierzchniowe poszczególnych sił i momentów przedstawione na rysunku poniżej.



Rysunek 2.2. Wykresy sił i momentów działających na poszczególne człony mechanizmu

Korzystając z funkcji max oraz zakładając współczynnik bezpieczeństwa pracy całej konstrukcji równy 2, odnaleziono maksymalne wartości sił i momentów, które przedstawiają się następująco:

$$R_{01\max} = 787 \text{ N}$$

$$R_{12\max} = 208 \text{ N}$$

$$M_{1\max} = 171 \text{ Nm}$$

$$M_{2\max} = 29 \text{ Nm}$$

Posiadanie takiej wiedzy jest niezbędne do prawidłowego doboru napędów, w taki sposób, aby zapewniały one bezpieczną i wydajną pracę mechanizmu oraz, aby zwyczajnie były w stanie podołać stawianym im zadaniom, co zostało omówione w kolejnym rozdziale.

3. Dobór napędów manipulatora

Rozważany tutaj projekt zakładał między innymi to, że sposób napędu jednego z członów został z góry narzucony. Tu konkretnie jest to napęd członu pierwszego zrealizowany za pomocą przekładni śrubowej. Człon drugi został napędzony za pomocą przekładni pasowej, a poniższa sekcja traktuje o szczegółach projektowania i argumentuje decyzje projektowe.

3.1. Przekładnia śrubowa

Spośród możliwości wyboru śruby kulowej lub trapezowej wybrano śrubę kulową z powodu wyższej sprawności tego rodzaju przekładni. Założono skok $p = 10 \text{ mm}$ [3].

3.1.1. Dobór silnika

Dzięki znajomości momentu na przegubie nr 1 możliwe jest obliczenie momentu silnika potrzebnego do napędzenia tej pary kinematycznej. Wiadomo, że sprawność śruby kulowej wynosi $\mu_1 = 0,85$, a sprawność mechaniczna $\mu_2 = 0,75$. Stąd sprawność mechanizmu: $\mu = \mu_1 * \mu_2$. Za pomocą wzoru:

$$M = \frac{\frac{M_1}{l} * p}{2 * \pi * \mu} = 2,9 \text{ Nm} \quad (18)$$

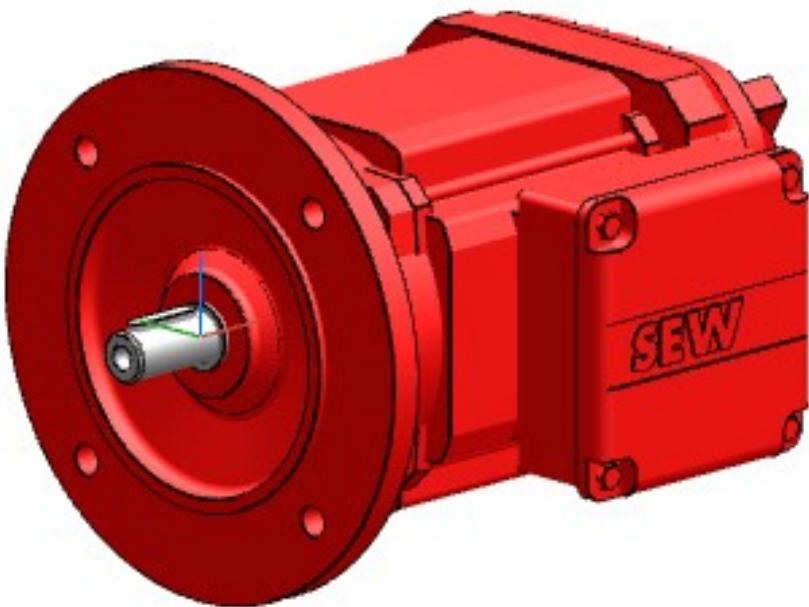
gdzie l to założona odległość między śrubą kulową, a członem pierwszym równą 300 mm, obliczono moment silnika.

Zdecydowano się na silnik DRN80MK4 firmy SEW-EURODRIVE [4] o poniższej specyfice:

Prędkość znamionowa silnika: $1435 \frac{1}{m}$

Moc silnika: 0,55 kW

Masa silnika: 10,7 kg



Rysunek 3.1. Silnik napędzający człon pierwszego mechanizmu

3.1.2. Dobór sprzęgięł

Sprzęgło dopasowano w taki sposób, aby pasowało do wału silnika oraz spełniało następujące wymogi: znamionowy moment obrotowy silnika, maksymalny moment obrotowy silnika oraz maksymalną prędkość generowaną przez silnik. Dzięki skorzystaniu z rady eksperckiej prowadzącego zajęcia, zdecydowano się na sprzęgło kłowe, najbardziej adekwatne dla zastosowanej technologii. Zdecydowano się na sprzęgło GN 2240-55-K19-25-AL-BS firmy Elesa+Ganter [5] o następującej charakterystyce:

Znamionowy moment obrotowy: 17 Nm

Maksymalny moment obrotowy: 34 Nm

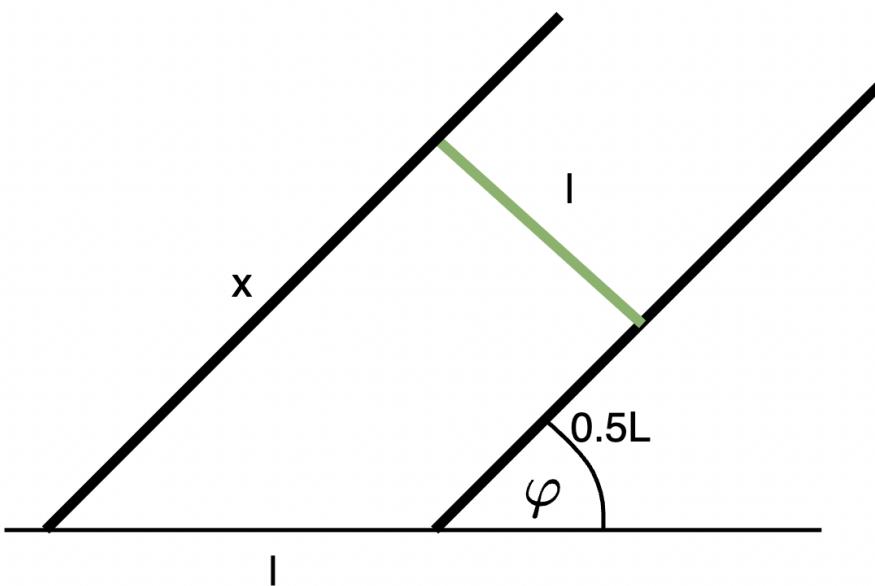
Maksymalna prędkość obrotowa: $11000 \frac{1}{min}$



Rysunek 3.2. Sprzęgło przekładni pierwszej

3.1.3. Dobór śruby kulowej

Aby dobrać przekładnię śrubową początkowo poczyniono kilka założeń geometrycznych dotyczących umiejscowienia śruby oraz jej oddalenia od członu pierwszego. Odległości dobrano tak, by wystarczyły miejsca na obudowę członu. Zdecydowano, że śruba umocowana będzie w środku członu pierwszego oraz jej odległość od niego będzie wynosiła $l = 300$ mm. Poniższy rysunek przedstawia uproszczony schemat:



Rysunek 3.3. Założenia dla umiejscowienia śruby kulowej

Po poczynionych założeniach stworzono w programie NX uproszczony szkic omawianego fragmentu konstrukcji. Na jego podstawie zmierzono minimalną oraz maksymalną długość śruby, jaka jest potrzebna, aby robot potrafił ustawić się w konfiguracji spełniającej założenia projektowe. Stąd stwierdzono, że zakres długości śruby to:

$$x \in (115, 520) \text{ mm}$$

Spośród normowanych wartości średnic śrub kulowych zdecydowano się na śrubę o średnicy 40 mm, ponieważ po wstępnych oględzinach rynku elementów mechanizmu, zauważono, że ta średnica będzie kompatybilna z pozostałymi podzespołami. W dalszej części raportu przedstawiono rozważania związane z wyboczeniem śruby.

3.2. Przekładnia pasowa

Zdecydowano się na wybór tego rodzaju napędu członu drugiego, gdyż umożliwia on maksymalne obniżenie środka ciężkości manipulatora poprzez umiejscowienie silnika napędowego jak najniżej.

3.2.1. Dobór silnika

W tym wypadku założono, że silnik będzie generował moment równy 24 Nm oraz, że będzie pracował na niskiej prędkości $60 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$. Zdecydowano tak ze względu na to, że maksymalny moment potrzeby do napędzenia drugiego członu robota to 28,5 Nm, zatem istnieje szansa za uzyskanie rozsądnej wartości przełożenia przy takiej geometrii urządzenia. Poza tym zwrócono uwagę na wagę silnika, gdyż w założeniu będzie on wisiał na obudowie ramienia, możliwe jak najbliżej ziemi, a chce się uniknąć nadmiernych

obciążeń. Zdecydowano się na serownapęd firmy SEW-EURODRIVE [4] wyposażonego w przekładnię planetarną oraz o poniższej specyfice:

Prędkość znamionowa silnika: $60 \frac{1}{min}$

Masa silnika: 4,9 kg

Wyjściowy moment obrotowy: 24 Nm

Z powodu stałego obciążenia generującego ruch manipulatora dobrano silnik wyposażony w hamulec na bazie magnesów trwałych o momencie hamowania 1,9 Nm.



Rysunek 3.4. Silnik napędzający człon drugi mechanizmu

3.2.2. Dobór przekładni

Jak wspomniano w jednej z powyższych sekcji, do obliczenia długości paska przekładni pasowej oraz promienia koła czynnego i biernego [6], wymagało wiedzy, że moment potrzebny do napędzenia pary kinematycznej to $T_1 = 28 \text{ Nm}$. Ze względu na wybór silnika o momencie $T_2 = 24 \text{ Nm}$ obliczono potrzebne przełożenie, zakładając także:

$$\mu = \frac{T_1}{0.95 * D_2} = 1,23 \quad (19)$$

Następnie z katalogu kół zębatych [7] dobrano normowaną wartość średnicy koła czynnego:

$D_1 = 89 \text{ mm}$ Kolejno obliczono średnicę koła czynnego ze wzoru:

$$D_{2teor} = \frac{D_1}{\mu} \quad (20)$$

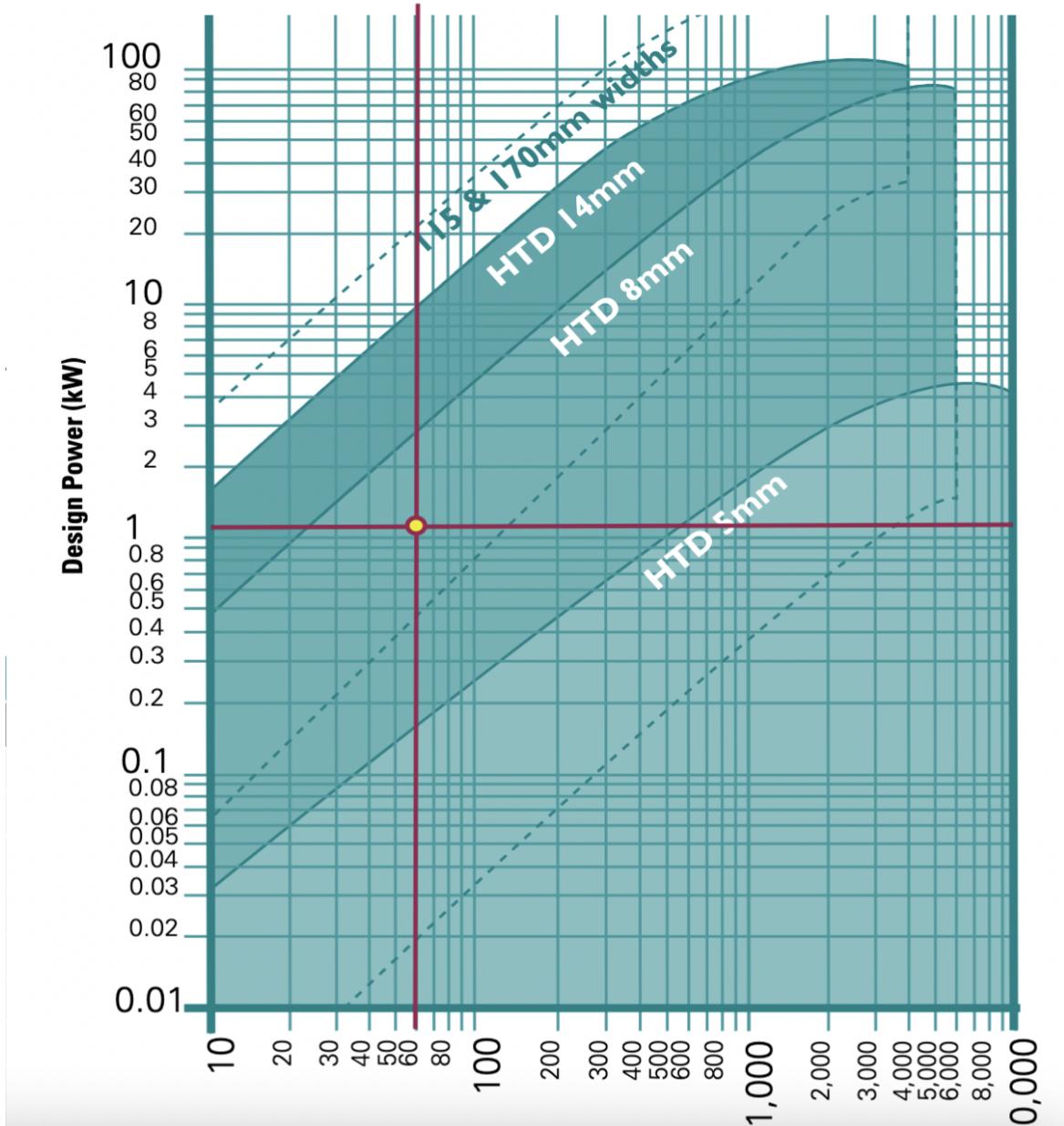
Następnie z katalogu kół zębate dobrano normowane wartości

$$D_2 = 114 \text{ mm}$$

Kolejnym krokiem był dobór paska zębnego dla tej przekładni. Pasek wybrano korzystając z katalogu firmy Fenner oraz z poradnika, jak dobierać takie paski również w nim zawartego. Dobrano pasek HTD. Wiedząc, że moc omawianego silnika to 500 W, jego prędkość to $60 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ i znając wartość przełożenie równą 1,23 przystąpiono do obliczeń. Ustalono, że silnik pracować będzie $24 \frac{\text{h}}{\text{day}}$ w dużym obciążeniu, stąd współczynnik mocy odczytano jako $w = 2,3$. Design power wynosi wtedy:

$$P_d = w * P = 1,15 \text{ kW} \quad (21)$$

Za pomocą poniższego wykresu udostępnionego przez producenta pasków ustalono, że podziałka, którą należy wykorzystać w tym wypadku to 8 M:



Rysunek 3.5. Wykres doboru podziałki paska zębatego

Znając odległość między kołami pasowymi i po zastosowaniu poprawki sugerowanej przez producenta, z tabeli odczytano, że ilość zębów paska to 255, ilość zębów koła biernego to 38, a czynnego - 168. Następnie odczytano współczynnik korekcji $K = 0,95 * 6,12 \frac{kW}{20mm}$. Kolejny współczynnik to współczynnik szerokości taśmy W :

$$W = \frac{P_d}{K} = 0,6 \quad (22)$$

Z kolejnej tabeli odczytano, że przy takim współczynniku W potrzebna szerokość paska to 20 mm. Stąd ostatecznie dobrany pasek to pasek HTD 8M o długości 1800 mm, szerokości 20 mm oraz ilości zębów równej 255.

4. Obliczenie wyboczenia śruby kulowej

W celu upewnienia się, że nie dojdzie do wyboczenia mechanizmu śrubowego, obliczono długość śruby, przy wystąpieniu której dojdzie właśnie do wyboczenia, zakładając, że siłą krytyczną jest maksymalna obciążająca punktowo śrubę siła pionowa [8]. Korzystając z w poczynionych wcześniej obliczeń zidentyfikowano wartość tej siły i ustalono, jaka jest minimalna długość śruby, dla której doszłoby do wyboczenia i porównano to z obliczoną w sekcji wyżej długością.

Zakładając, że śruba będzie pracowała cały czas w swoim zakresie sprężystym, skorzystano ze wzoru Eulera:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 * E * I}{l^2}, \quad (23)$$

który po przekształceniach przedstawia się następująco:

$$l = \pi * \sqrt{\frac{E * I}{P_{kr}}} \quad (24)$$

gdzie

$$I = \frac{\pi * r^4}{4}, \quad (25)$$

oraz

$$P_{kr} = 720N \quad (26)$$

Oczywiście wzięto pod uwagę tylko dodatni wynik pierwiastkowania. Zakładając dodatkowo widoczną poniżej postać wyboczenia:



Rysunek 4.1. Postać wyboczenia śruby kulowej

można obliczyć, że minimalna długość śruby, dla której dojdzie do wyboczenia wynosi około 18,18 metra, zatem zdecydowanie więcej, niż wynosi długość naszej śruby.

5. Obliczenia łożyskowań

5.1. Obliczenia dla łożyskowania A

W celu zrealizowania tego łożyskowania wykorzystano łożyska wahliwe SKF YAR 203-2F [9] o średnicy wewnętrznej 17 mm oraz średnicy zewnętrznej 40 mm w obudowie SY 503M pobrane z katalogu firmy SKF. O słuszności wyboru tego konkretnego łożyska zdecydowały także obliczenia, których zadaniem było sprawdzenie, łożysko o jakiej nośności statycznej wytrzyma zadane obciążenie z pożądanym współczynnikiem bezpieczeństwa [10]. Łożysko to pracuje na niskich obrotach pod niezbyt dużym obciążeniem, zatem ustalono współczynnik bezpieczeństwa $n = 2$. Łożysko obciążone jest jedynie poprzecznie, a na jego obciążenie składa się ciężar silnika napędzającego człon drugi oraz siła reakcji w przegubie nr 1. Wiedząc, że:

$$C_0 = n * P \quad (27)$$

oraz

$$P = Q_{silnik2} + R_{01max} = 1009N \quad (28)$$

Kolejno sprawdzono, czy łożysko będzie w stanie pracować 10000 godzin. Z poniższe wzoru oblicza się teoretyczną potrzebną wartość nośności statycznej:

$$C = \frac{P * f_h * f_d}{f_t} \quad (29)$$

oraz gdzie:

P - siła, z jaką obciążone jest łożysko. Tutaj jest to 1009 N

f_h - współczynnik czasu pracy łożysk tocznych

f_d - współczynnik zmiennych obciążzeń dynamicznych łożysk tocznych

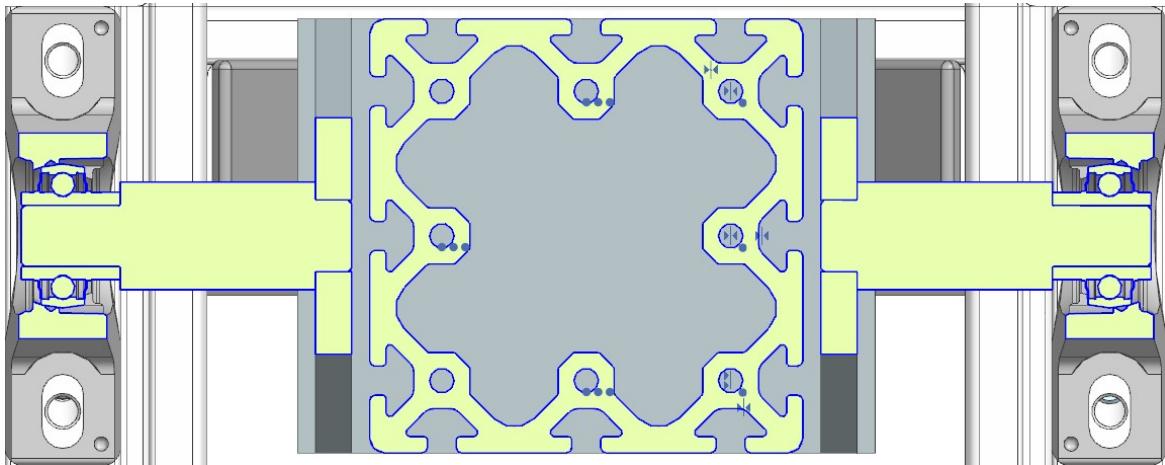
f_t - współczynnik temperaturowy łożysk tocznych

Współczynnik f_h oblicza się ze wzoru:

$$f_h = \left(\frac{100000h}{500} \right)^{\frac{1}{3}} = 5.848 \quad (30)$$

W ogólnej budowie maszyn, przy spokojnej pracy bez uderzeń $f_d = 1$, poza tym f_t wyznacza się dla pracy w temperaturze powyżej 120 stopni, wiec tutaj nie musi być to brane pod uwagę. Zważając na powyższe oblicza się $C_{teoretyczne} = 5900$ N, zatem proponowane łożysko o $C = 9560$ N sprawdzi się dla tego rozwiązania z zapasem bezpieczeństwa równym 1,62.

Poniższy obrazek przedstawia przekrój przez omawiane łożyskowanie.



Rysunek 5.1. Przekrój przez łożyskowanie A

Kolejno sprawdzono trwałość godzinową łożyskowania. Ustalono, że satysfakcjonującą wartością byłoby ok. 100 tys godzin pracy. Korzystając z poniższego wzoru obliczono tę wartość dla dobranego łożyska. W tym wzorze n to prędkość obrotowa łożyska, q dla łożysk kulkowych wynosi 3.

$$L_{10h} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^6}{60 * n} = 2900 * 10^6 h \quad (31)$$

Wytrzymałość godzinowa łożyska jest zdecydowanie większa niż zakładana.

5.2. Obliczenia dla łożyskowania B

W celu zrealizowania tego łożyskowania wykorzystano kulkowe łożysko pobrane z katalogu firmy SKF [9]. W tym konkretnym wypadku zdecydowano się na łożysko kulkowe z kołnierzem YET 203 15. O słuszności wyboru tego konkretnego łożyska ponownie zdecydowały także obliczenia [10]. W przypadku gdy łożysko na wale nie obraca się, lub obraca się z prędkością mniejszą niż $10 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$ lub wykonuje tylko niewielkie ruchy wahadłowe łożysko toczne dobierane jest na podstawie nośności spoczynkowej, która (podana w tabelach katalogów) musi być większa od obliczonej dla zadanej średnicy czopu wału. Z katalogu odczytuje się, że: $C_0 = 4,75 kN$. Poza tym zakładamy, że łożysko ma pracować 10000 godzin. Kolejno, z poniższe wzoru oblicza się teoretyczną potrzebną wartość nośności statycznej:

$$C = \frac{P * f_h * f_d}{f_t} \quad (32)$$

oraz gdzie:

P - siła, z jaką obciążone jest łożysko. Tutaj jest to 450 N

f_h - współczynnik czasu pracy łożysk tocznych

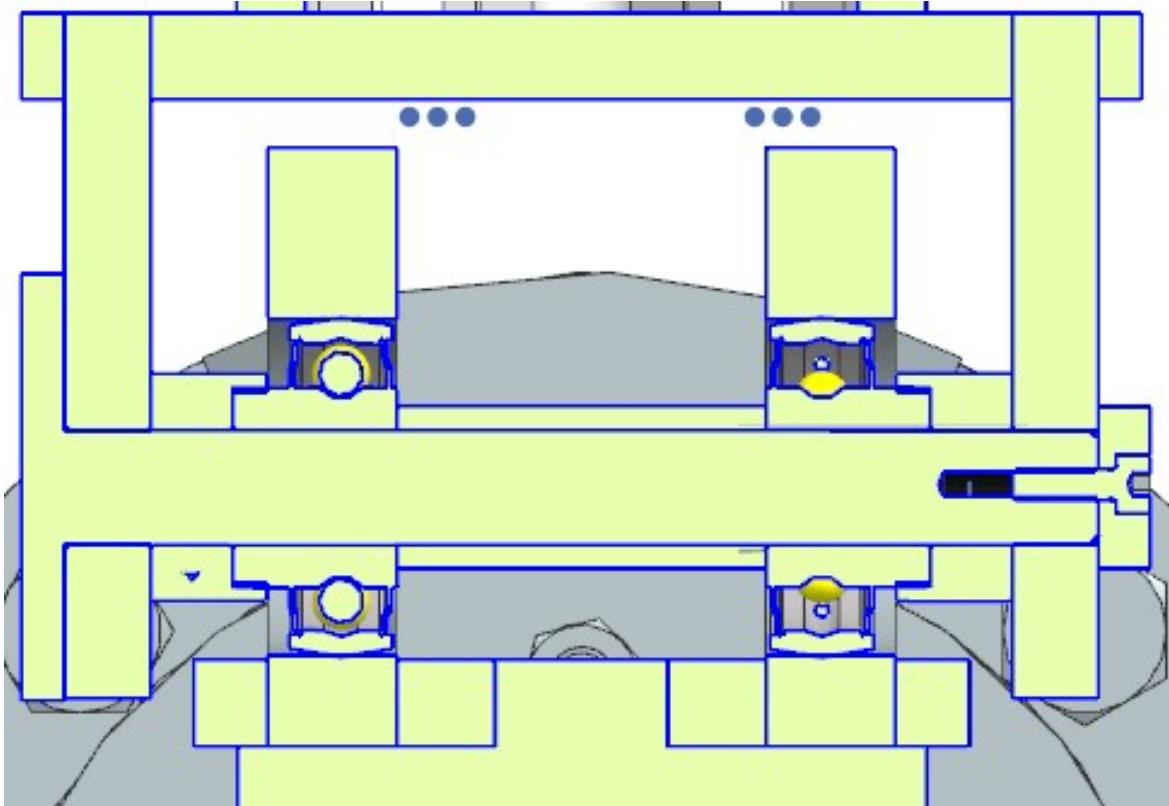
f_d - współczynnik zmiennych obciążień dynamicznych łożysk tocznych

f_t - współczynnik temperaturowy łożysk tocznych

Współczynnik f_h oblicza się ze wzoru:

$$f_h = \left(\frac{100000h}{500} \right)^{\frac{1}{3}} = 5.848 \quad (33)$$

W ogólnej budowie maszyn, przy spokojnej pracy bez uderzeń $f_d = 1$, poza tym f_t wyznacza się dla pracy w temperaturze powyżej 120 stopni, więc tutaj nie musi być to brane pod uwagę. Zważając na powyższe oblicza się $C_{teoretyczne} = 2700$ N, zatem proponowane łożysko sprawdzi się dla tego rozwiązania z zapasem bezpieczeństwa równym 1,76. Poniższy obrazek przedstawia przekrój przez omawiane łożyskowanie.



Rysunek 5.2. Przekrój przez łożyskowanie B

5.3. Obliczenia dla łożyskowania C

W celu zrealizowania tego łożyskowania wykorzystano łożysko kulkowe pobrane z katalogu firmy SKF [9]. W tym konkretnym wypadku zdecydowano się na łożysko 16002 o średnicy wewnętrznej 15 mm oraz średnicy zewnętrznej 32 mm. Zakładając godzinową trwałość łożyska na poziomie 100000 godzin wyznaczono jego nośność statyczną, które spełniały wymogi projektowe dla tego łożyskowania [10]. Obliczeń dokonano po

5. Obliczenia łożyskowań

przekształceniu poniższego wzoru:

$$L_{10h} = \frac{(\frac{C}{P})^3 * 10^6}{60 * n} \quad (34)$$

do postaci:

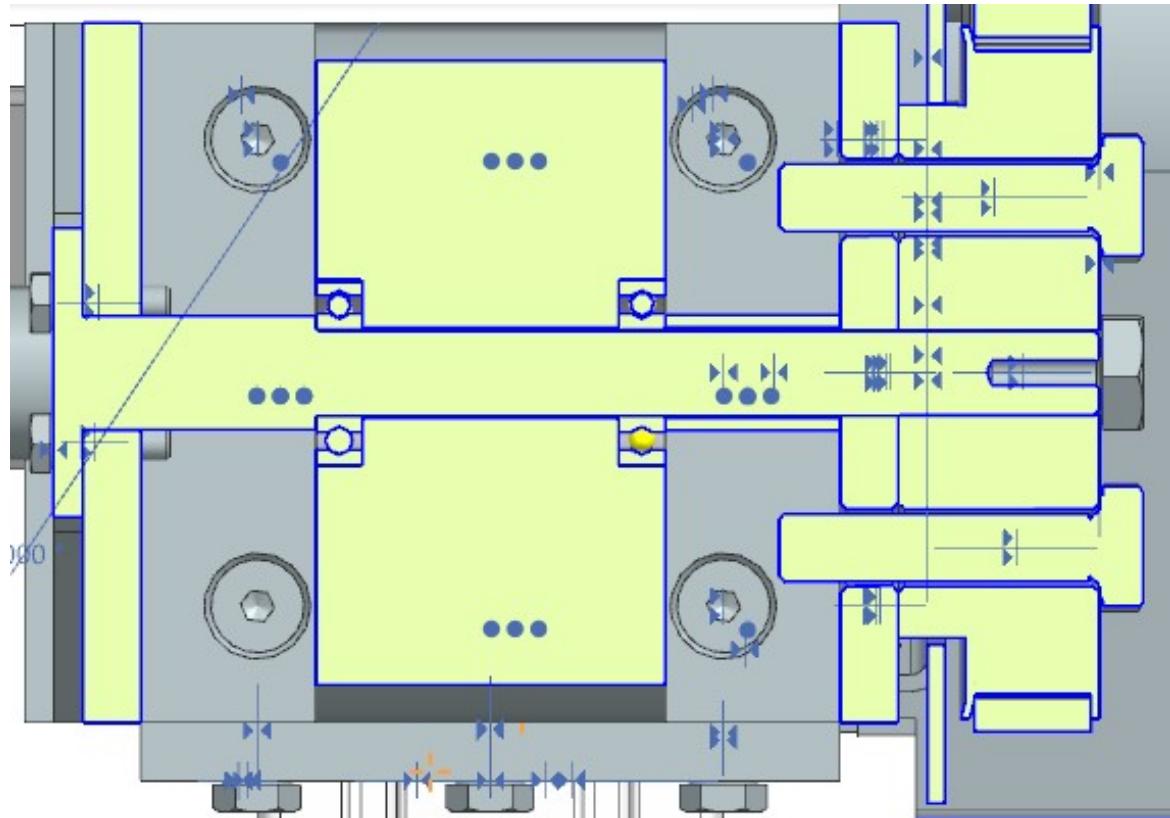
$$C_0 = P * \sqrt[3]{\frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6}} \quad (35)$$

gdzie:

$$P = 210 \text{ N}$$

$n = 366 \frac{1}{min}$. Jest to maksymalna prędkość obrotowa silnika nr 2 podzielona przez przełożenie przekładni pasowej. Obliczono, że $C_0 = 606 \text{ N}$. Dobrane łożysko ma zdecydowanie większą nośność statyczną, niż wynika z obliczeń, bo równą aż 2850 N, zatem jest dobrym wyborem w tej sytuacji.

Poniższy obrazek przedstawia przekrój przez omawiane łożyskowanie.



Rysunek 5.3. Przekrój przez łożyskowanie C

5.4. Obliczenia dla łożyskowania D

W celu zrealizowania tego łożyskowania wykorzystano dwa łożyska skośne pobrane z katalogu firmy SKF [9]. W tym konkretnym wypadku zdecydowano się na łożysko 7206 ACCBM o średnicy wewnętrznej 30 mm oraz średnicy zewnętrznej 62 mm. O słuszności wy-

boru tego konkretnego łożyska ponownie zdecydowały także obliczenia, których zadaniem było sprawdzenie, czy dane łożysko wytrzyma obciążenie z pożdanym współczynnikiem bezpieczeństwa [10]. Z katalogu odczytano wartość nośności statycznej:

$C_0 = 22000 \text{ N}$ Założono, że współczynnik bezpieczeństwa będzie wysoki, bo równy aż 6. Tak wysoki współczynnik bezpieczeństwa przy zadanym obciążeniu oraz sposobie łożyskowania będzie gwarantował pracę cichą (warunek cichobieżności) oraz bezpieczną. Następnie obliczono maksymalną siłę zastępczą jaką może przenieść łożysko przy takiej nośności oraz współczynniku bezpieczeństwa:

$$P_0 = \frac{C_0}{n} = 3667 \text{ N} \quad (36)$$

Jak wiadomo, siłę zastępczą przenoszoną przez łożysko można obliczyć z równania:

$$P_0 = X * P_p + Y * P_w \quad (37)$$

gdzie:

P_p - siła poprzeczna przenoszona przez łożysko

P_w - siła wzdłużna przenoszona przez łożysko

X, Y - współczynniki, których wartości zależą od charakterystyki łożyska

Biorąc pod uwagę obliczenia wykonane w MATLABie ($P_p = 657 \text{ N}$, $P_w = -293 \text{ N}$) oraz po doliczeniu wartości ciężaru silnika ($Q = -188 \text{ N}$) do składowej wzdłużnej określono stosunek siły wzdłużnej do siły poprzecznej:

$$\frac{P_w}{P_p} = 0,605 > e \quad (38)$$

gdzie

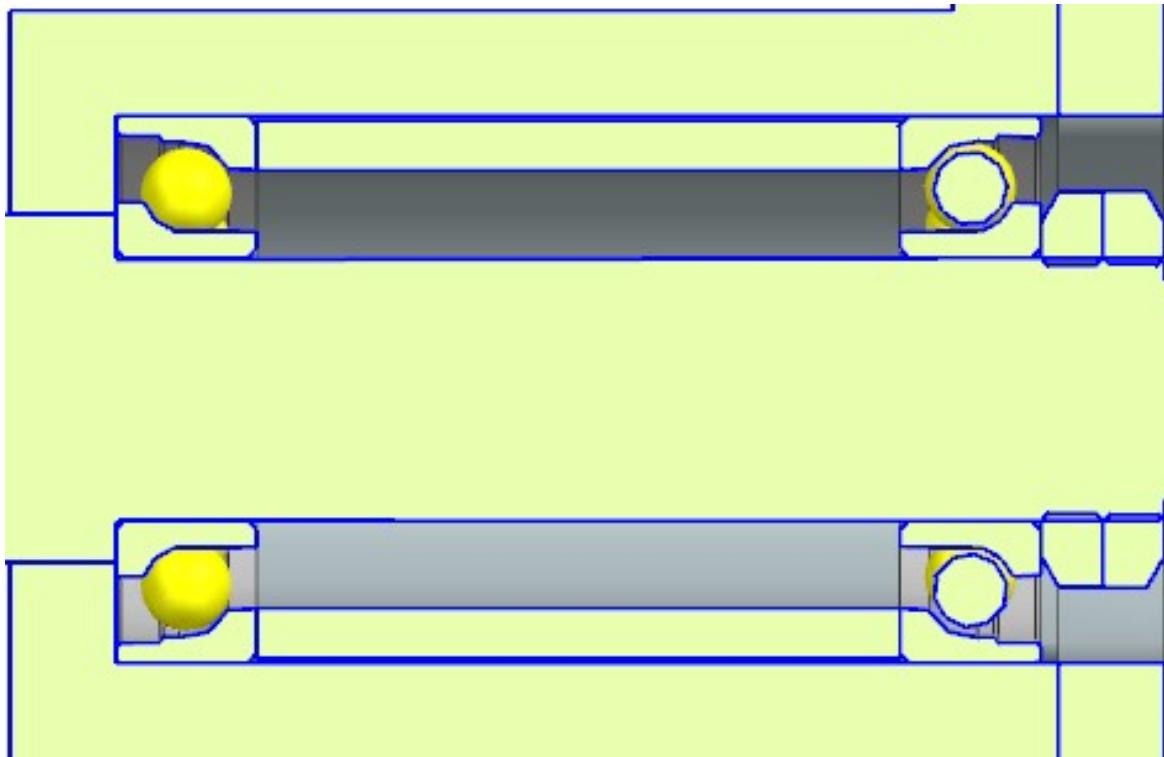
e - luz nominalny, odczytany z katalogu łożyska

Następnie określono stosunek siły wzdłużnej do nośności statycznej łożyska. Dzięki temu z tabel odczytano wartości współczynników X oraz Y odpowiadające danemu stosunkowi ($X = 0,56$, $Y = 1,2$)

Biorąc pod uwagę wartości współczynników i sił po wstawianiu do równania okazuje się, że siła zastępcza ma wartość równą 845 N. Jest to zdecydowanie mniej niż dopuszczalna maksymalna siła, dlatego z pewnością łożyska wytrzymają obciążenia, jakim są poddane w tym połączeniu.

5. Obliczenia łożyskowań

Poniższy obrazek przedstawia przekrój przez omawiane łożyskowanie.



Rysunek 5.4. Przekrój przez łożyskowanie D

Kolejno sprawdzono trwałość godzinową łożyskowania. Ustalono, że satysfakcjonującą wartością byłoby ok. 100 tys godzin pracy. Korzystając z poniższego wzoru obliczono tę wartość dla dobranego łożyska.

$$L_{10h} = \frac{(\frac{C}{P})^3 * 10^6}{60 * n} = 202 * 10^3 h \quad (39)$$

Wytrzymałość godzinowa łożyska jest dwa razy większa niż zakładana.

5.5. Obliczenia dla łożyskowania E

W celu zrealizowania tego łożyskowania wykorzystano kulkowe łożysko wahliwe pobrane z katalogu firmy SKF [9]. W tym konkretnym wypadku zdecydowano się na łożysko SKF YAR 203-2F o średnicy wewnętrznej 17 mm oraz średnicy zewnętrznej 40 mm. O słuszności wyboru tego konkretnego łożyska ponownie zdecydowały także obliczenia, których zadaniem było sprawdzenie, łożysko o jakiej nośności statycznej wytrzyma zadane obciążenie z pożądany współczynnikiem bezpieczeństwa [10]. Łożysko to pracuje na niskich obrotach pod niezbyt dużym obciążeniem, zatem ustalono współczynnik bezpieczeństwa $n = 2$. Łożysko obciążone jest jedynie poprzecznie, a na jej obciążenie składa się ciężar silnika oraz reszty konstrukcji śruby kulowej, a także siła pochodząca od momentu M_1 . Po

wstępnym zaprojektowaniu konstrukcji pobrano z NX-a masę mechanizmu wynoszącą 12 kg oraz z danych katalogowych masę silnika wynoszącą 10,7 kg. Wiedząc, że:

$$C_0 = n * P \quad (40)$$

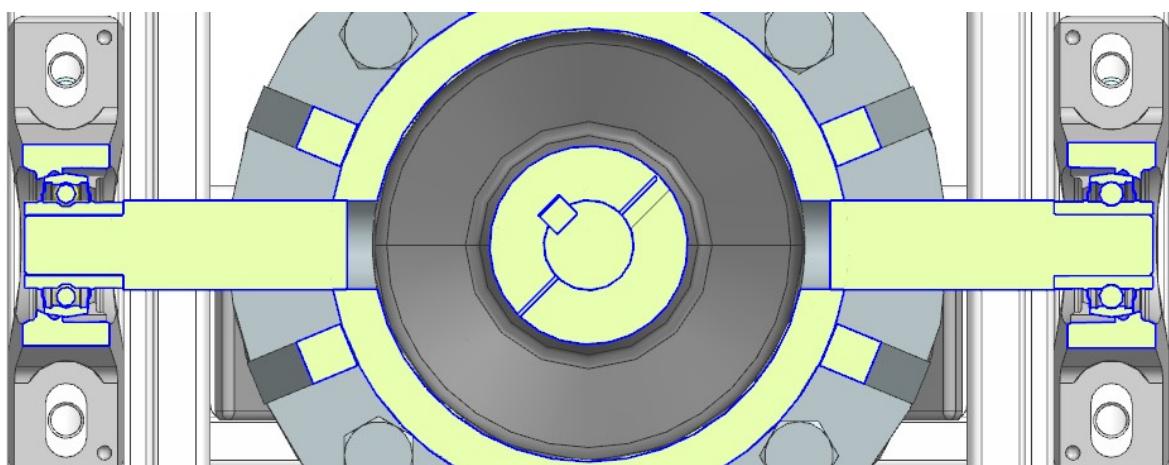
oraz

$$P = P_{konstrukcji} + P_{M1} = 670N \quad (41)$$

Kolejno przeprowadzono podobne rozumowanie jak w wypadku łożyskowania A oraz B, jako, że także to łożysko pracuje na wolnych obrotach. Tu także, przy spokojnej pracy bez uderzeń $f_d = 1$. Tutaj P wynosi jest to 670 N a $f_h = 5.848$.

Zważając na powyższe oblicza się $C_{teoretyczne} = 3920$ N, zatem proponowane łożysko posiada $C = 9560$ N sprawdzi się dla tego rozwiązania z zapasem bezpieczeństwa równym 1,84.

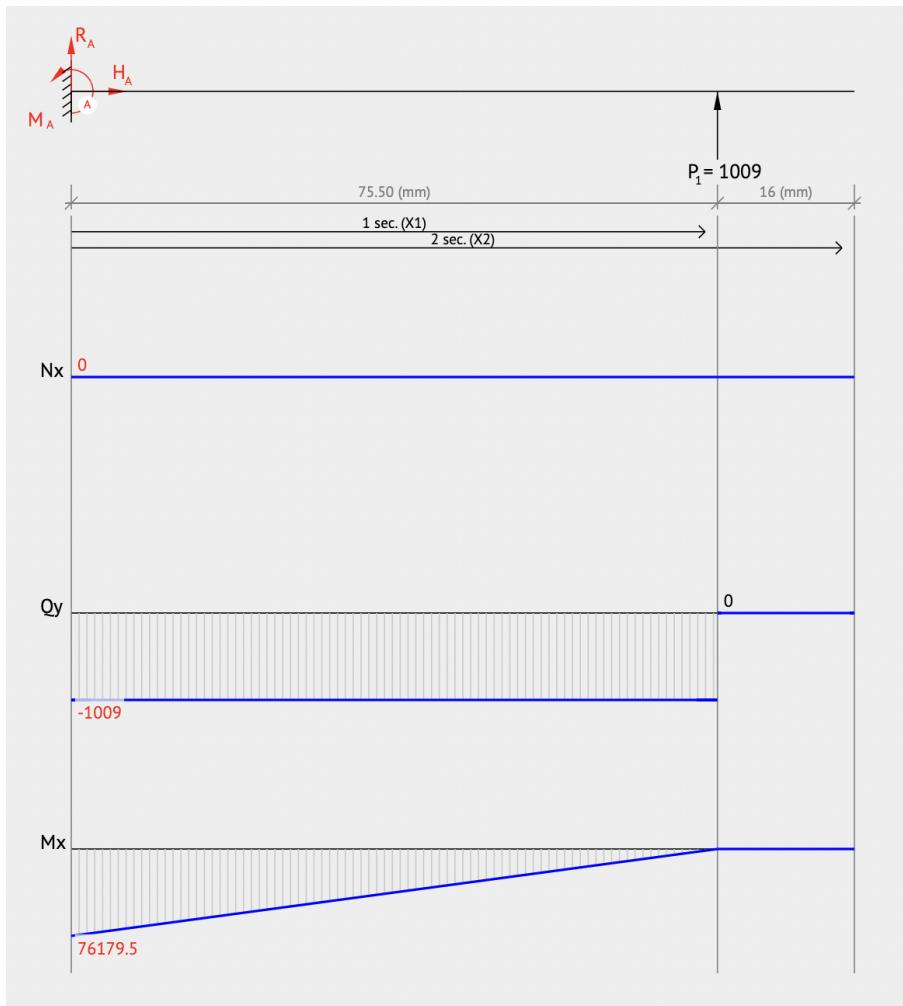
Poniższy obrazek przedstawia przekrój przez omawiane łożyskowanie.



Rysunek 5.5. Przekrój przez łożyskowanie E

5.6. Obliczenia wału dla łożyskowania A

Wałek ten zamodelowano jako zginaną belkę. W celu obliczenia rozkładu sił i momentów na długości danego wałka skorzystano z internetowego kalkulatora [11]. Określono sposoby podparcia belki a także wartości sił. W miejscach, gdzie wałek otacza łożysko przyłożono siłę skupione o wartości równej wartości obciążenia łożyska. Poniższe zdjęcie przedstawia rozkład sił i momentów a także model wałka:



Rysunek 5.6. Obliczenia sił i momentów w wałku A

Jako, że wałek posiada przekrój kołowy kołowy, wzór na wskaźnik bezwładności to:

$$W_x = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (42)$$

Po określaniu momentu maksymalnego $M_{max} = 76179,5 Nmm$, które wypadło akurat na fragmencie wałka o szerszym przekroju, z kolejnego równania oblicza się już maksymalne naprężenia w wałku:

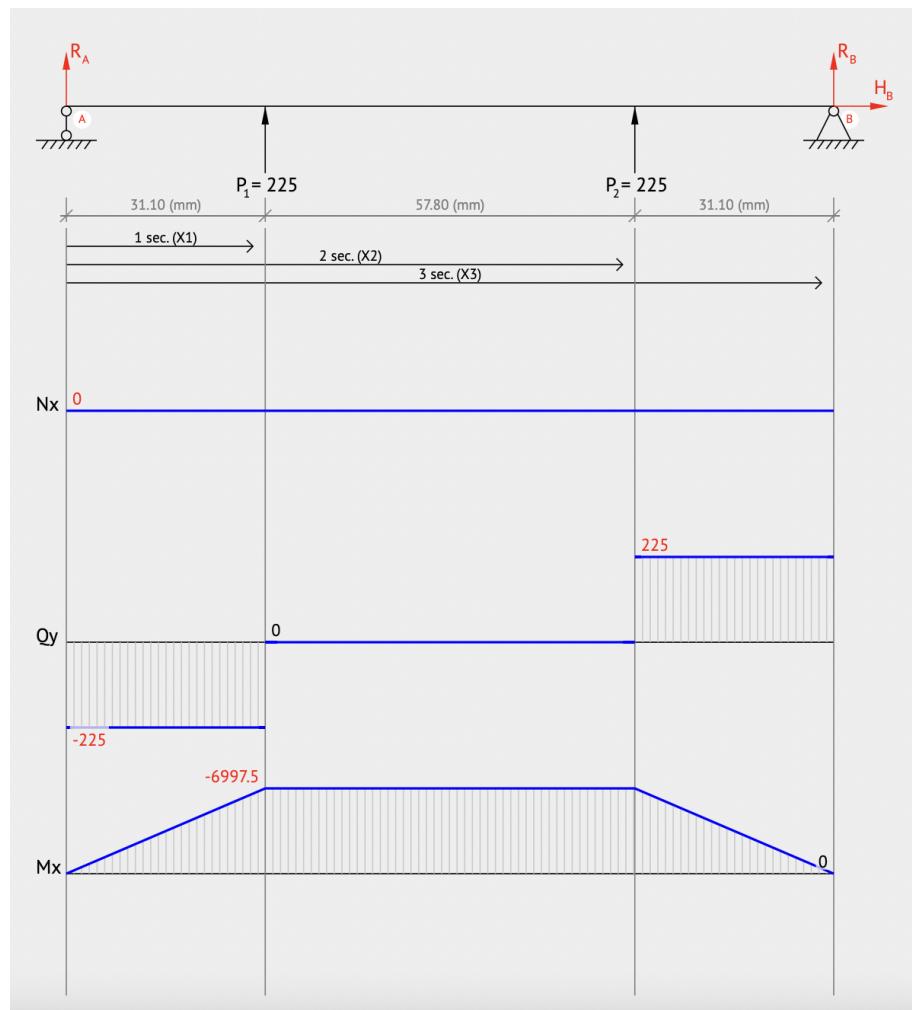
$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} = 28,7 MPa \quad (43)$$

Przy porównaniu tego do wytrzymałości na zginanie stali, wynoszącej około 50 MPa, można mieć pewność, że wałek pracuje w bezpiecznych warunkach. Kolejno obliczono ugięcie wału w miejscu podparcia siłą P_1 :

$$f_{P1} = \frac{P_1 * l^2}{16 * E * J} = 0.09 \text{ mm} \quad (44)$$

5.7. Obliczenia wału dla łożyskowania B

Wałek ten zamodelowano ponownie jako zginaną belkę. W celu obliczenia rozkładu sił i momentów na długości danego wałka skorzystano z internetowego kalkulatora [11]. Określono sposoby podparcia belki a także wartości sił. W miejscach, gdzie wałek otaczają łożyska przyłożono siły skupione o wartości po pół wartości obciążenia łożyska. Poniższe zdjęcie przedstawia rozkład sił i momentów a także model wałka:



Rysunek 5.7. Obliczenia sił i momentów w wałku B

5. Obliczenia łożyskowań

Jako, że wałek posiada przekrój kołowy kołowy, wzór na wskaźnik bezwładności to:

$$W_x = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (45)$$

Po określeniu momentu maksymalnego $M_{max} = -6997,5 Nmm$, z kolejnego równania oblicza się już maksymalne naprężenia w wałku:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} = 21,2 MPa \quad (46)$$

Przy porównaniu tego do wytrzymałości na zginanie stali, można mieć pewność, że wałek pracuje w bezpiecznych warunkach. Przy porównaniu tego do wytrzymałości na zginanie stali, wynoszącej około 50 MPa, można mieć pewność, że wałek pracuje w bezpiecznych warunkach. Kolejno obliczono ugięcie wału w miejscu podparcia siłą P_1 :

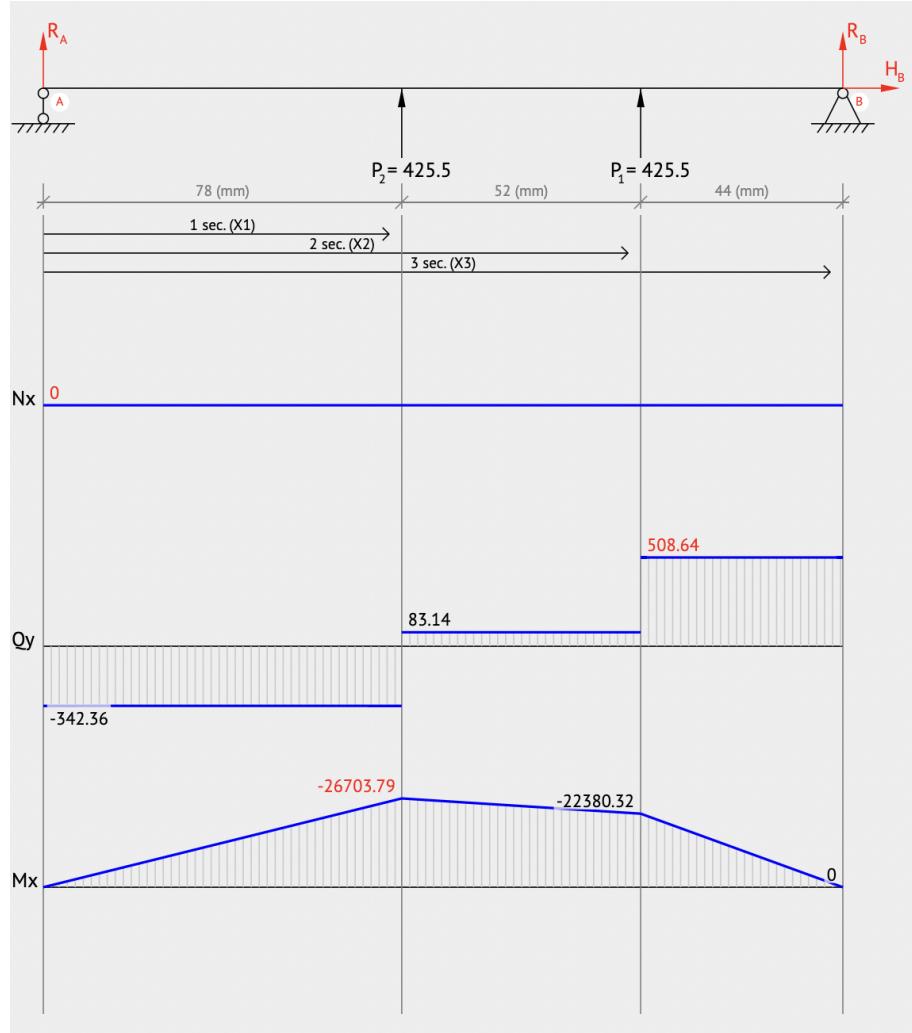
$$f_{P1} = \frac{P_1 * l^2}{16 * E * J} = 0.04 mm \quad (47)$$

Następnie obliczono ugięcie wału w miejscu podparcia siłą P_2 :

$$f_{P2} = \frac{P_2 * l^2}{16 * E * J} = 0.036 mm \quad (48)$$

5.8. Obliczenia wału dla łożyskowania C

Te obliczenia przeprowadzono w taki sam sposób jak dla wałka B [11]. Poniższe zdjęcie przedstawia rozkład sił i momentów a także model wałka:



Rysunek 5.8. Obliczenia sił i momentów w wałku C

Wskaźnik bezwładności:

$$W_x = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (49)$$

Po określaniu momentu maksymalnego $M_{max} = -26703,8 \text{ Nmm}$, które wypadło akurat na fragmencie wałka o większym przekroju, z kolejnego równania oblicza się już maksymalne naprężenia w wałku:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} = 80 \text{ MPa} \quad (50)$$

Przy porównaniu tego do wytrzymałości na zginanie stali, można mieć pewność, że wałek pracuje w bezpiecznych warunkach. Przy porównaniu tego do wytrzymałości na zginanie

5. Obliczenia łożyskowań

stali, wynoszącej około 50 MPa, można mieć pewność, że wałek pracuje w bezpiecznych warunkach. Kolejno obliczono ugięcie wału w miejscu podparcia siłą P_1 :

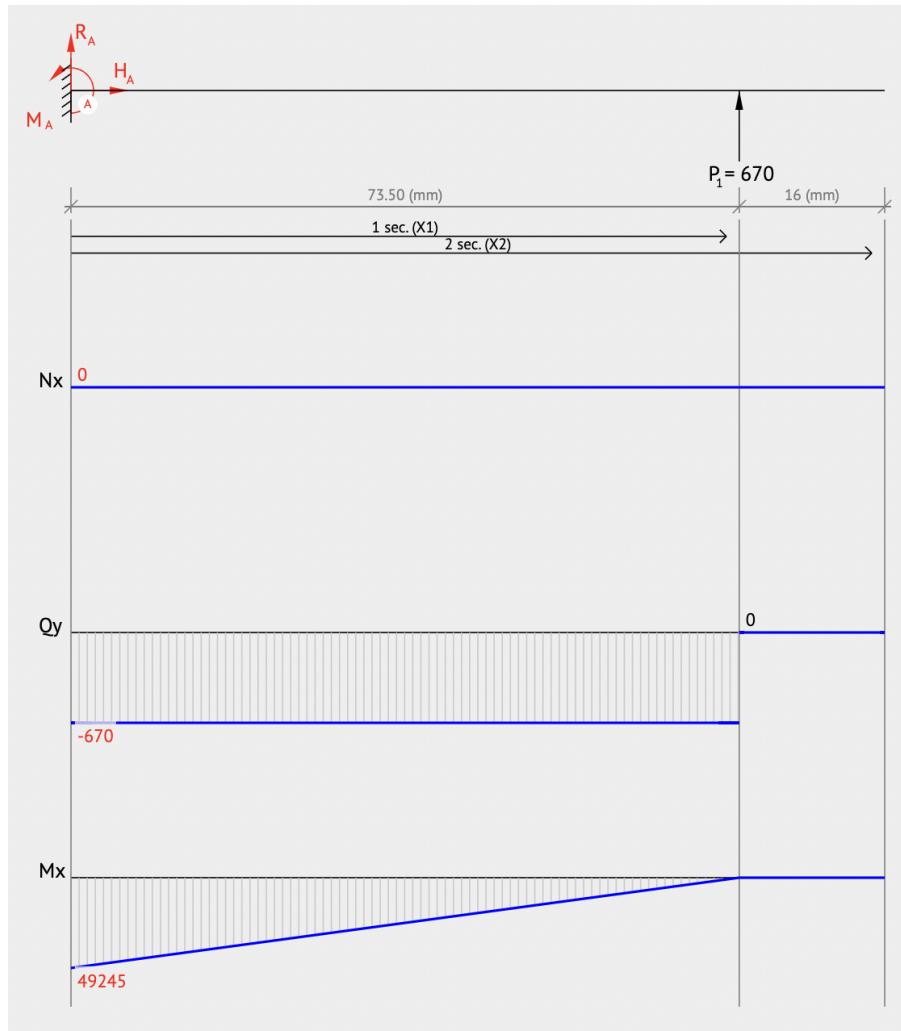
$$f_{P1} = \frac{P_1 * l^2}{16 * E * J} = 0.054 \text{ mm} \quad (51)$$

Następnie obliczono ugięcie wału w miejscu podparcia siłą P_2 :

$$f_{P2} = \frac{P_2 * l^2}{16 * E * J} = 0.015 \text{ mm} \quad (52)$$

5.9. Obliczenia wału dla łożyskowania E

Te obliczenia przeprowadzono w taki sam sposób jak dla wałka A [11]. Poniższe zdjęcie przedstawia rozkład sił i momentów a także model wałka:



Rysunek 5.9. Obliczenia sił i momentów w wałku E

Wskaźnik bezwładności:

$$W_x = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (53)$$

Po określaniu momentu maksymalnego $M_{max} = 49245 Nmm$, które wypadło akurat na fragmencie wałka o szerszym przekroju, z kolejnego równania oblicza się już maksymalne naprężenia w wałku:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} = 32,1 MPa \quad (54)$$

Przy porównaniu tego do wytrzymałości na zginanie stali, można mieć pewność, że wałek pracuje w bezpiecznych warunkach. Przy porównaniu tego do wytrzymałości na zginanie stali, wynoszącej około 50 MPa, można mieć pewność, że wałek pracuje w bezpiecznych warunkach. Kolejno obliczono ugięcie wału w miejscu podparcia siłą P_1 :

$$f_{P1} = \frac{P_1 * l^2}{16 * E * J} = 0.026 mm \quad (55)$$

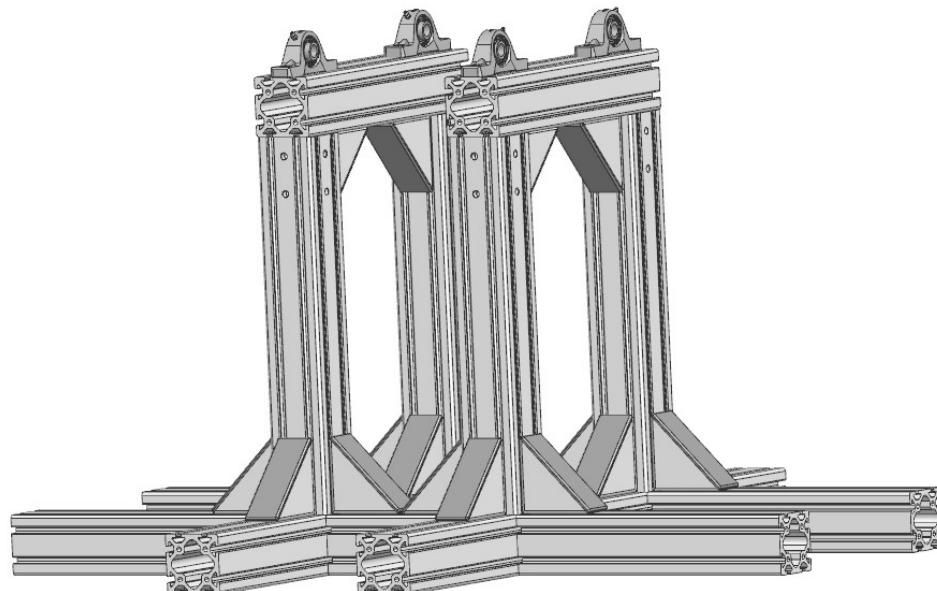
6. Wybór profili robota

W celu stworzenia ramy do robota zdecydowano się na profile 8 aluminiowe o wymiarze 80 mm x 80 mm firmy Item [12] o widocznym poniżej przekroju:



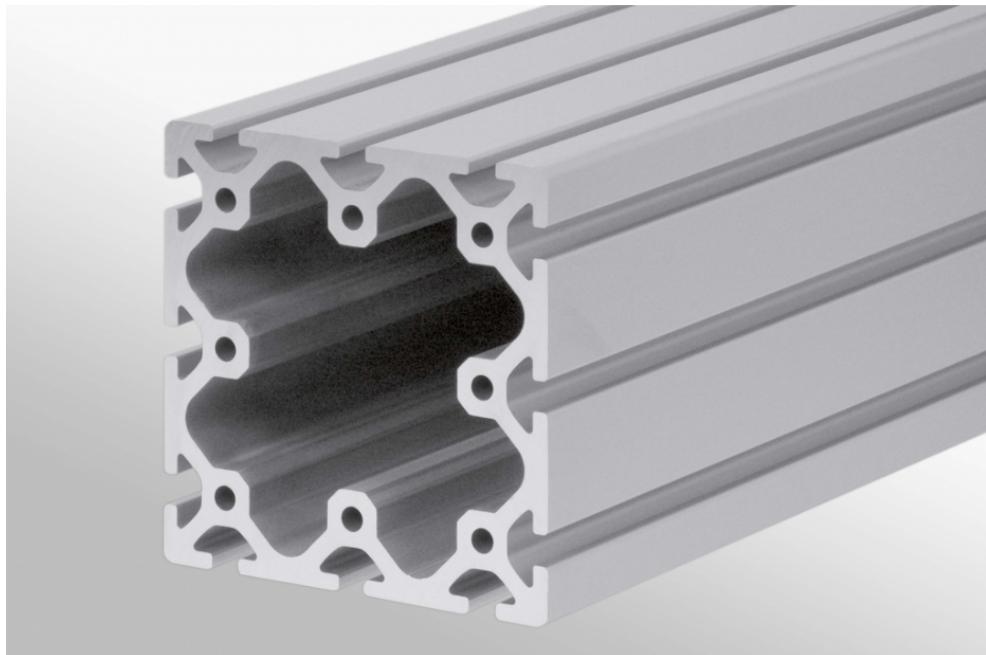
Rysunek 6.1. Przekrój przez profil 80 mm x 80 mm

W celu stworzenia ramy, należało przygotować przekroje o następujących długościach: 210 mm, 400 mm, 427 mm oraz 500 mm. Kolejny rysunek przedstawia gotową ramę:



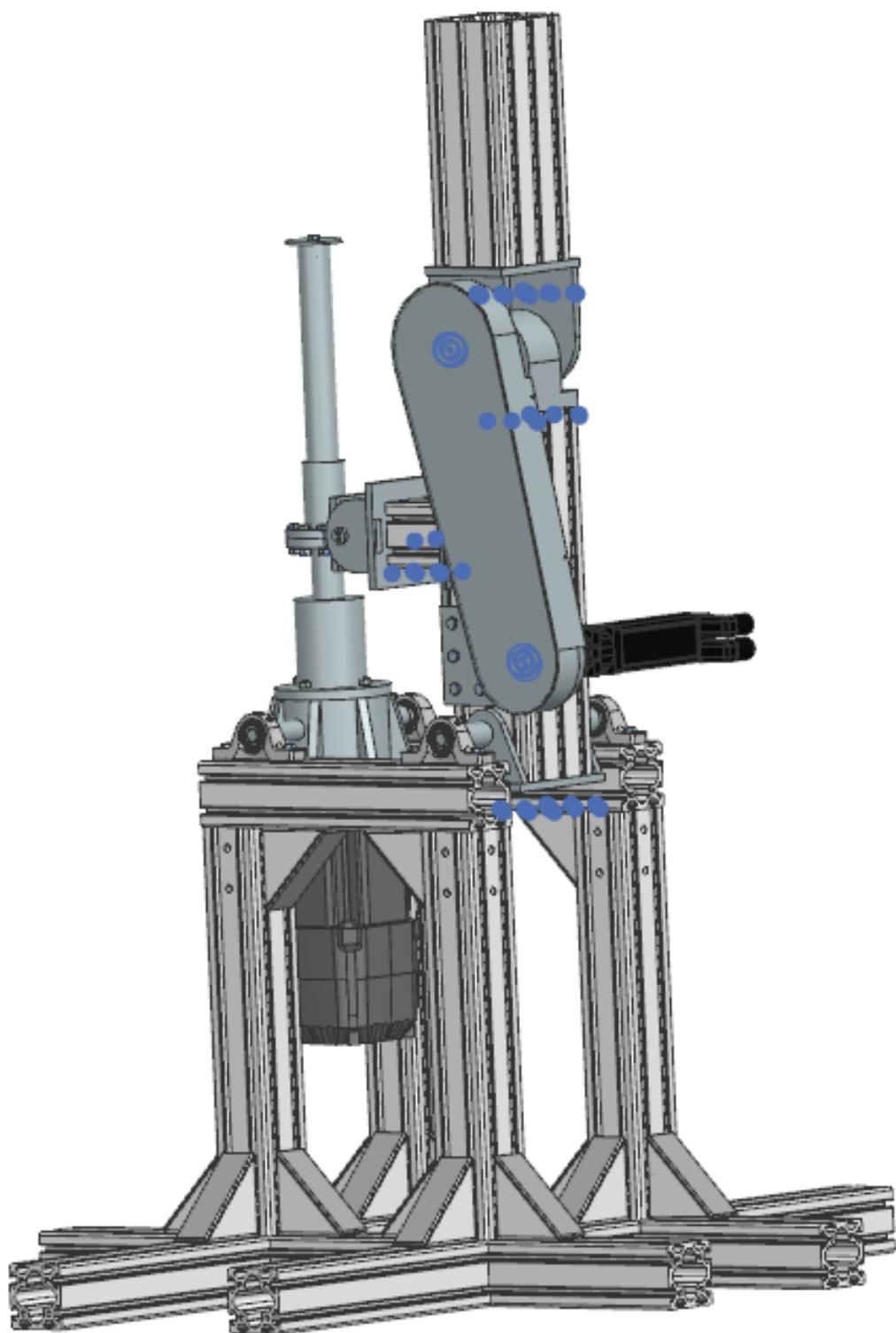
Rysunek 6.2. Gotowa rama robota

Kolejno, wybrano profile 8, które posłużyły za ramię i przedramię robota. Ponownie były to aluminiowe profile od tej samej firmy [12], tym razem o wymiarach 120 mm x 120 mm oraz poniższym przekroju:



Rysunek 6.3. Przekrój przez profil 120 mm x 120 mm

7. Podsumowanie



Rysunek 7.1. Ukończony model robota

W ramach podstawionego tutaj zagadnienia stworzono projekt robota z dwoma stopniami swobody, którego główny napęd to śruba kulowa. W tym celu obliczono kinematykę oraz dynamikę modelu biorąc pod uwagę założenia projektowe. Kolejno dobrano silnik, spręgła oraz śrubę dla napędu pierwszego, następnie silnik, spręgło oraz koła pasowe i pasek klinowy dla napędu drugiego. Projekt oprócz wiedzy z mechaniki wymagał także tej z podstaw wytrzymałości konstrukcji, gdyż obliczono także wyboczenie śruby kulowej. Kolejnym dużym wzywaniem były łożyskowania - w ramach tego projektu, należało zaprojektować aż cztery, z czego każde z nich ma inną charakterystykę oraz specyfikę pracy. Należało dobrać nie tylko ich rodzaj, ale także obliczyć ich trwałość godzinową i wytrzymałość. Na koniec dobrano profile do ramy robota, a także ją zaprojektowano. Dodatkowo wykonano dokumentację płaską wybranych części oraz złożenia całego mechanizmu [6][13]. Można stwierdzić, że w znaczącej mierze robot spełnia zadane mu wymagania. Jedyne, czego nie udało się osiągnąć to kompletny zakres pracy kątowej, co wynikało z błędnych obliczeń potrzebnej długości śruby oraz charakterystyki geometrycznej robota. Jednak w jednej iteracji projektu nie ma w tym nic zaskakującego, zwłaszcza, że udało się zachować pozostałe wymiary i masę modelu. Zwykle należałoby przemyśleć ponownie niektóre rozwiązania i dostosować je tak, aby robot kompletnie sprostał wymaganiom. Jednak nieduże braki w zakładanym zakresie kątowym (jedynie 9 stopni) rokują na to, że projekt ma faktycznej szansę powodzenia w zakładanej formie.

To, nad czym można by z pewnością popracować to optymalizacja masowa konstrukcji. Niektóre rozwiązania np. dla realizacji łożyskowań wydają się nieco "toporne", za duże. Sam robot wygląda miejscami dość nieproporcjonalnie, ze względu na to, że zupełnie jego obraz otrzymano dopiero po jego kompletnym złożeniu, kiedy mimo, że geometrycznie wszystko zdawało się zgadzać, to jednak okazało się, że modelowi brakuje nieco urody i gracji :) Można jednak zauważać inspirację autorów naturą, zwłaszcza zwierzętami parzystokopytnymi.

Po przemyśleniu uznano także, że łącznik między członem pierwszym a śrubą mógłby być dużo krótszy. Zbyt surowo oszacowano potrzebne miejsce. Skrócenie łącznika wymagałoby także przeprojektowania ramy, ale dzięki temu można zamknąć wszystko we wspólnej obudowie. Jest to pomysł na drugą iterację projektu, która służyłaby jego estetycznej poprawie.

Bardzo ważnym elementem projektu był dobór silników dla połączeń. W przypadku napędu pierwszego zdecydowano się na silnik trójfazowy. Z perspektywy czasu jednak przemyślano sprawę i można dojść do wniosku, że nie był to najlepszy pomysł, ze względu na to, że silnik ten nadaje się doskonale przy obrotach w jednym kierunku. Omawiany robot potrzebuje częstych i dynamicznych zmian, dlatego lepszy był serwonapęd. Poza tym, ma on dobre parametry, tylko tym mógłby być innego typu. Po złożeniu robota w programie NX zauważano pewien brak proporcji. W tym wypadku wymieniono napęd z silnika trójfazowego na serwo.

7. Podsumowanie

Lepszym pomysłem byłoby także użycie innych profili, o prostszym przekroju umożliwiającym zamocowanie nakrętek, przy okazji zmniejszając koszty.

Praca z pewnością nauczyła twórców wiele na temat rozwiązań mechanicznych w konstrukcji robotów, rodzajów i sposobów łożyskowania, charakterystyce danych napędów i ich zastosowaniach, a także o konstruowaniu z gotowych profili. Poza tym, nauczyła wiele o pracy w grupie, podziale obowiązków, wsparcia w zespole oraz mocnych i słabych stronach członków teamu.

Bibliografia

1. Strona supportowa NX-a - <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/nx/>
2. M. Wojtrya, „Notatki z wykładów TMM”, Politechika Warszawska, ZTMiR
3. Strona katalogowa firmy Pivexin -
<https://pivexin-tech.com/pl/oferta/technika-liniowa/sruby-i-nakretki-kulowe.html>
4. Strona katalogowa firmy Sew Eurodrive - <https://www.sew-eurodrive.pl/stronaglowna.html>
5. Strona katalogowa firmy Elesa - <https://www.elesa-ganter.pl/pl/pol>
6. L. W. Kurmaz, "Projektowanie węzłów i części maszyn", Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej
7. Fener, Synchronous Belt Drivers"
8. Z. Brzoska, "Wytrzymałość materiałów", Wydawnictwo Naukowe PWN
9. Strona katalogowa firmy SKF - <https://www.skf.com/group>
10. Strona z obliczeniami PKM - <http://www.pkm.edu.pl/index.php>
11. Kalkulator belek online - <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>
12. Strona katalogowa firmy Item - <https://www.item24.pl/pl/>
13. T. Dobrzański, „Rysunek techniczny maszynowy”, Wydawnictwo Naukowe PWN

Wykaz symboli i skrótów

PW – Politechnika Warszawska

Spis rysunków

1.1	Schemat dwuczłonowego robota szeregowego	5
1.2	Założenia dla projektowania robota	6
1.3	Oznaczenia przyjęte dla projektowanego robota	7
2.1	Rozkład sił i momentów działających na poszczególne człony mechanizmu	8
2.2	Wykresy sił i momentów działających na poszczególne człony mechanizmu	10
3.1	Silnik napędzający człon pierwszego mechanizmu	12
3.2	Sprzęgło przekładni pierwszej	13
3.3	Założenia dla umiejscowienia śruby kulowej	14
3.4	Silnik napędzający człon drugiego mechanizmu	15
3.5	Wykres doboru podziałki paska zębatego	17
4.1	Postać wyboczenia śruby kulowej	18
5.1	Przekrój przez łożyskowanie A	20
5.2	Przekrój przez łożyskowanie B	21

5.3	Przekrój przez łożyskowanie C	22
5.4	Przekrój przez łożyskowanie D	24
5.5	Przekrój przez łożyskowanie E	25
5.6	Obliczenia sił i momentów w wałku A	26
5.7	Obliczenia sił i momentów w wałku B	27
5.8	Obliczenia sił i momentów w wałku C	29
5.9	Obliczenia sił i momentów w wałku E	30
6.1	Przekrój przez profil 80 mm x 80 mm	32
6.2	Gotowa rama robota	32
6.3	Przekrój przez profil 120 mm x 120 mm	33
7.1	Ukończony model robota	34