

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA			
PROJEKTOWANIE ELEMENTÓW I ZESPOŁÓW MECHANICZNYCH			
Autor		Grupa M03-08c	
Imię i nazwisko:	Numer indeksu:	Numer projektu:	Data oddania:
Patryk Olearczyk	261089	III	31.01.2023
Temat projektu:			
Projekt podnośnika transportowego dla osób z nadwagą			

1. Wstęp:

Celem projektu jest zaprojektowanie podnośnika transportowego dla osób z nadwagą. W tym celu należy rozpocząć od rozpoznania pośród istniejących obecnie na rynku rozwiązań, z których wybrano najlepsze rozwiązania kwalifikujące się do użycia w projekcie.



Rys. 1.1. Podnośnik transportowy Eagle 625.

1.1. Model Eagle 625:

Charakterystyczną cechą modelu Eagle 625 jest jego duża kompaktowość. Model może zostać w każdej chwili złożony, znacznie ograniczając zajmowaną przez niego przestrzeń. W momencie złożenia jego wymiary wynoszą 553 mm x 1290 mm x 480 mm. Ważnym aspektem urządzenia jest możliwość zmiany rozstawu jego podstaw, dzięki czemu możliwe jest łatwe manipulowanie położenia środka ciężkości podczas przenoszenia pacjenta, co pozwala na regulację stabilności układu. Do ramienia przymocowany jest siłownik elektryczny firmy Linak, umożliwiający wyciągnięcie ramienia podnośnika na maksymalną wysokość 1840 mm. Siłownik działa na akumulator, który po pełnym naładowaniu wystarcza na 40 podniesień ramienia. Masa urządzenia to około 42 kg, a przewidziana masa pacjenta to 175 kg. [1]

Podnośniki transportowe różnią się między sobą przede wszystkim gabarytami oraz ruchliwością poszczególnych elementów. Dla przykładu model BAKS (rys.1.2a) jest mniejszy od Eagle, ale za to jego maksymalne wyciągnięcie to 1585 mm. Jednocześnie masa urządzenia jest większa, a przewidywana masa pacjenta to 170 kg. Największą różnicą jest brak możliwości zmiany rozstawu podpór podnośnika. [2]

Jako inny przykład podnośnika transportowego można podać model obrotowy AKS – Foldo (rys.1.2b), który może podnieść maksymalnie masę 130 kg. Maksymalna wysokość ramienia to 1865 mm, czyli nieznacznie więcej niż w Eagle. Model AKS wyróżnia natomiast możliwość rotacji ramienia w osi pionowej, dzięki czemu ułatwione jest przenoszenie pacjenta na przykład do wanny. [3]

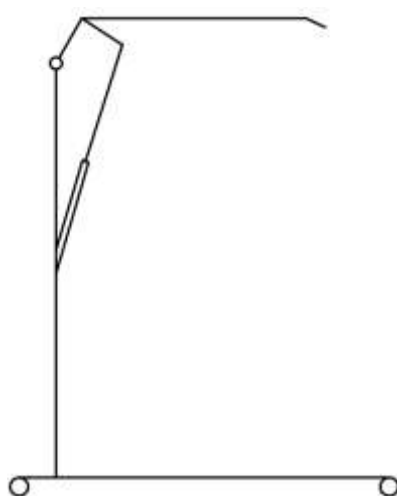


Rys. 1.2. Podnośnik transportowy a) BAKS b) AKS.

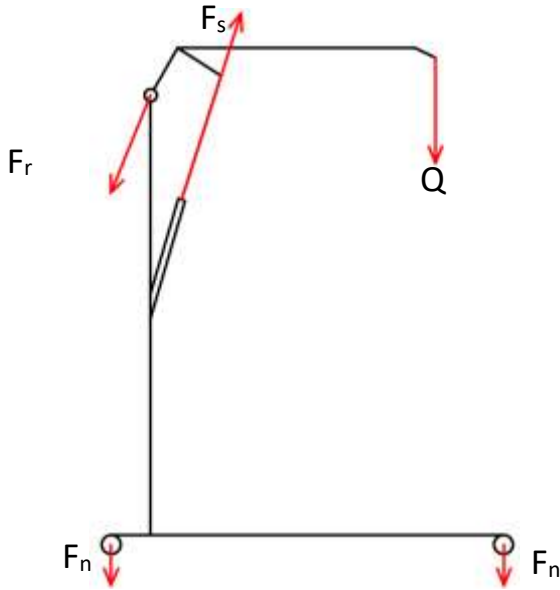
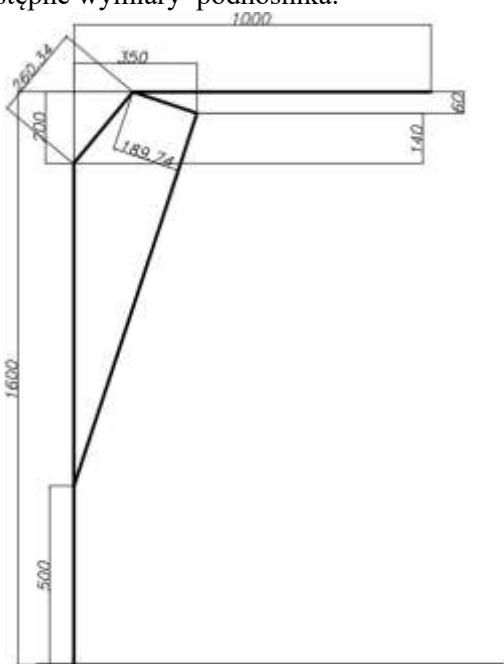
1.2. Kryteria doboru rozwiązań konstrukcyjnych do projektu:

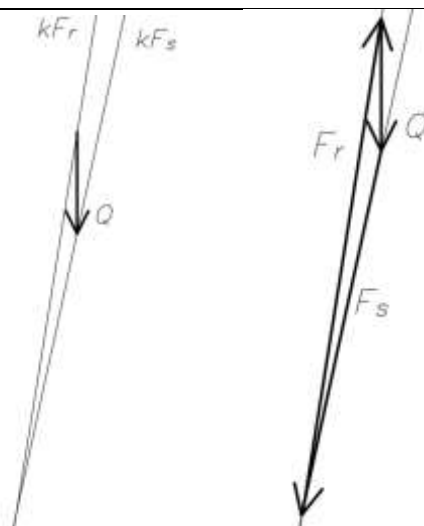
- Możliwość łatwego użytkowania i przechowywania na niedużych przestrzeniach mieszkalnych,
- Zapewnienie stabilności konstrukcji podczas transportu pacjenta,
- Zapewnienie poczucia komfortu i bezpieczeństwa pacjentom,
- Możliwość podniesienia pacjenta o wadze do 200 kg,

2. Obliczenia wytrzymałościowe:



Rys. 2.1. Schematyczny rysunek podnośnika.

DANE:	OBLICZENIA:	WYNIKI:
<p>$m = 200 \text{ kg}$</p>	<p>I. Rozkład sił i reakcji na konstrukcji:</p>  <p>Rys. 2.2. Rozkład sił na konstrukcji.</p> <p>Podnośnik jest przewidziany dla pacjentów z nadwagą, dlatego jako masę obciążającą podnośnik przyjęto $m = 200 \text{ kg}$.</p> <p>Siła obciążająca:</p> $Q = m \cdot g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N}$ <p>Aby określić siłę potrzebną, do zrównoważenia masy pacjenta wykorzystano metodę wektorową. Żeby tego dokonać potrzebne są wstępne wymiary podnośnika.</p>  <p>Rys. 2.3. Wstępne wymiary podnośnika.</p> <p>Wartości sił, określono za pomocą zasady równowagi członu obciążonego trzema siłami. Trzy siły są w równowadze, kiedy ich kierunki działania przecinają się w jednym punkcie.</p>	<p>$Q = 1962 \text{ N}$</p>



Rys. 2.4. Wyznaczone siły.

Na podstawie działania wektorowego określono minimalną wartość siły siłownika potrzebną do zrównoważenia ciężaru pacjenta.

$$F_s = 6893,8 \text{ N}$$

$$F_r = 5070,5 \text{ N}$$

$$F_s = 6893,8 \text{ N}$$

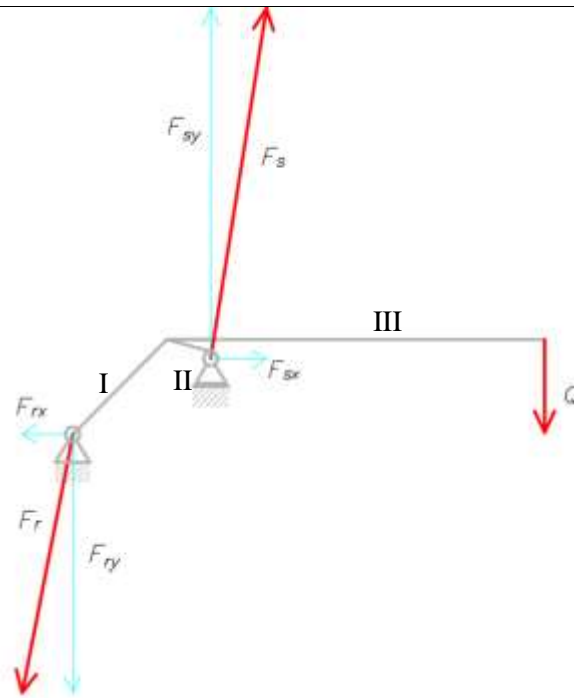
$$F_r = 5070,5 \text{ N}$$

Wybrano siłownik elektryczny firmy LINAK, model LA40 o maksymalnej sile 8 kN.



Rys. 2.5. Siłownik elektryczny firmy LINAK LA40.

II. Obliczenia wytrzymałościowe pierwszego członu:



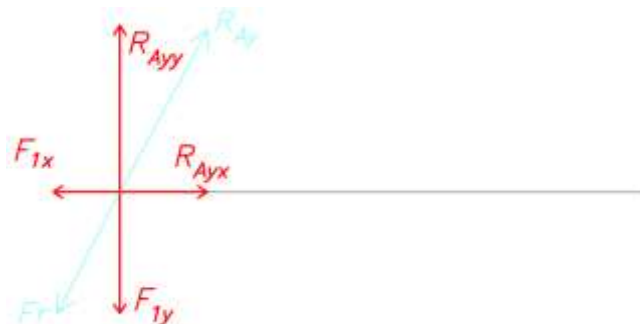
Rys. 2.6. Schemat ramienia podnośnika z zaznaczonymi siłami obciążającymi.

Warunki równowagi:

$$\begin{cases} \sum F_X \equiv 0 = R_{Ax} + F_{sx} - F_{rx} \\ \sum F_y \equiv 0 = R_{Ay} + F_{sy} - F_{ry} - Q + R_{By} \\ \sum M_A \equiv 0 = -F_{sy} \cdot 350 + F_{sx} \cdot 140 - R_{By} \cdot 350 + Q \cdot 1000 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_{Ax} = 0 \\ R_{Ay} = -726,7 \text{ N} \\ R_{By} = -726,7 \text{ N} \end{cases}$$

a) Człon I:



Rys. 2.7. Schemat obciążeń na pierwszym członie konstrukcji.

$$R_{Ayy} = R_{Ay} \cdot \cos(40^\circ) = -726,7 \cdot \cos(40^\circ) = -556,7 N$$

$$R_{Ayx} = R_{Ay} \cdot \sin(40^\circ) = -726,7 \cdot \sin(40^\circ) = -467,1 N$$

$$F_{1y} = F_r \cdot \sin(65^\circ) = 5070,5 \cdot \sin(65^\circ) = 1256 N$$

$$F_{1x} = F_r \cdot \cos(65^\circ) = 5070,5 \cdot \cos(65^\circ) = 4912 N$$

- Przedział od prawej: $x \in (0; 260,3)$
 - Momenty gnące:

$$Mg(x) = R_{Ayy} \cdot x - F_{1y} \cdot x$$

$$Mg(0) = 0 Nm$$

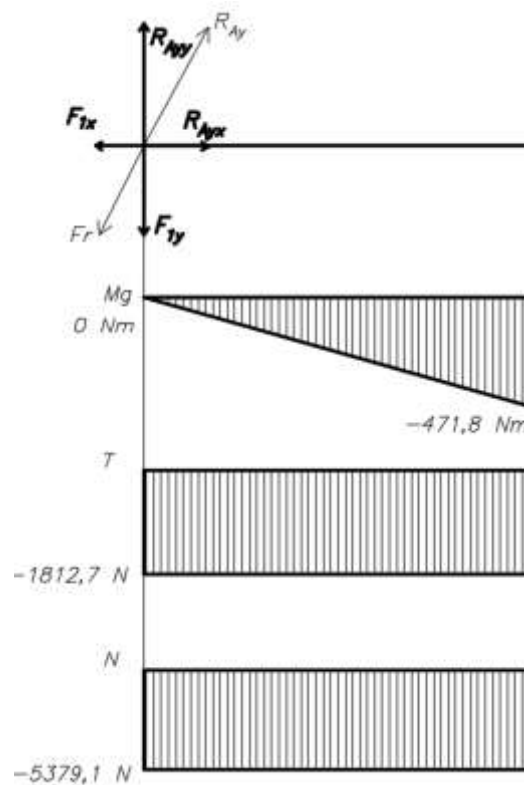
$$Mg(260,3) = -556,7 \cdot 260,3 - 1256 \cdot 260,3 [Nmm] = -471,8 Nm$$

- Siły tnące:

$$T(x) = R_{Ayy} - F_{1y} = 556,7 - 1256 = -1812,7 N$$

- Siły normalne:

$$N(x) = -F_{1x} + R_{Ayx} = -4912 - 726,7 = -5379,1 N$$



Rys. 2.8. Wykresy sił obciążających człon.

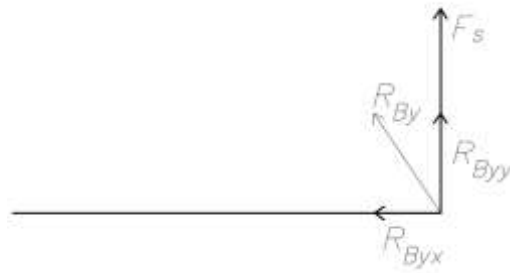
$$R_{Ayy} = -556,7 N$$

$$R_{Ayx} = -467,1 N$$

$$F_{1y} = 1256 N$$

$$F_{1x} = 4912 N$$

b) Człon II: Przedział od lewej: $x \in (0; 190)$



Rys. 2.9. Schemat obciążeń na pierwszym członie konstrukcji.

$$R_{Byy} = R_{By} \cdot \cos(40^\circ) = -726,7 \cdot \cos(72^\circ) = -703,4 \text{ N}$$

$$R_{Byx} = R_{By} \cdot \sin(40^\circ) = -726,7 \cdot \sin(72^\circ) = -182,5 \text{ N}$$

○ Momenty gnące:

$$Mg(x) = R_{Byy} \cdot x + F_s \cdot x$$

$$Mg(0) = 0 \text{ Nm}$$

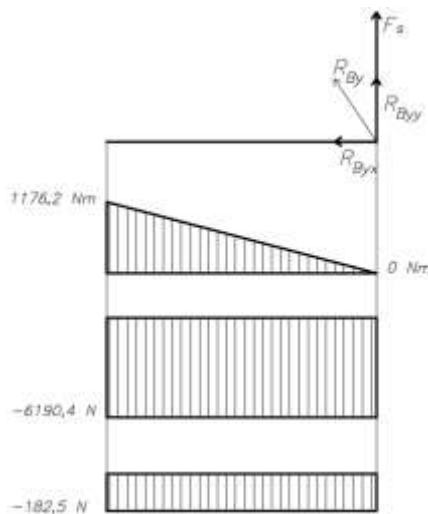
$$Mg(260,3) = -703,4 \cdot 190 + 6893,8 \cdot 190 [\text{Nmm}] = 1176,2 \text{ Nm}$$

○ Siły tnące:

$$T(x) = R_{Byy} - F_s = -703,4 + 6893,8 = -6190,4 \text{ N}$$

○ Siły normalne:

$$N(x) = R_{Byx} = -182,5 \text{ N}$$



$$R_{Byy} = -703,4 \text{ N}$$

$$R_{Byx} = 182,5 \text{ N}$$

Rys. 2.10. Schemat obciążeń na drugim członie konstrukcji.

- Człon III: Przedział od lewej: $x \in (0; 833)$



Rys. 2.11. Schemat obciążeń na pierwszym członie konstrukcji.

- Momenty gnące:

$$Mg(x) = Q \cdot x$$

$$Mg(0) = 0 \text{ Nm}$$

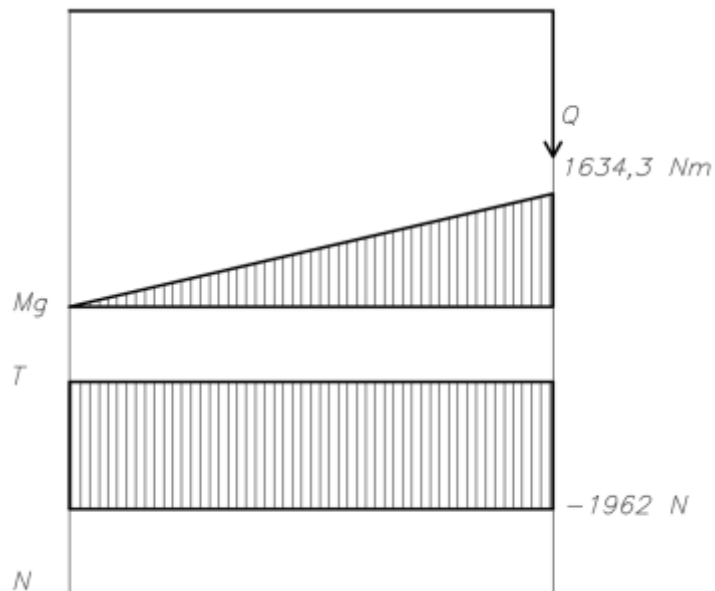
$$Mg(260,3) = 1962 \cdot 833 = 1634,3 \text{ Nm}$$

- Siły tnące:

$$T(x) = -Q = -1962 \text{ N}$$

- Siły normalne:

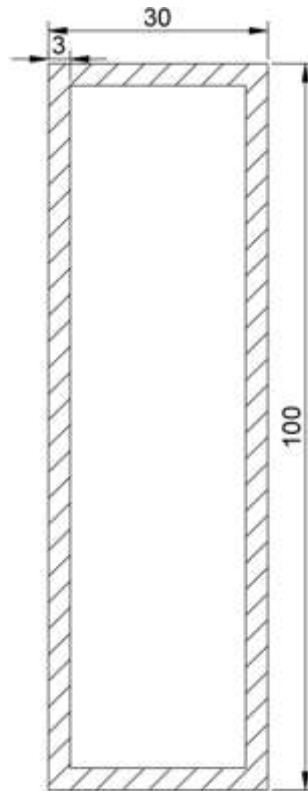
$$N(x) = 0 \text{ N}$$



Rys. 2.12. Schemat obciążeń na trzecim członie konstrukcji.

3. Dobór geometrii przekroju konstrukcji:

W celu sprawdzenia wytrzymałości konstrukcji założono przekrój pokazany na rysunku 3.1.



Rys. 3.1. Wybrany do obliczeń przekrój rurowy.

Rurę wykonano ze stali S235. Znając jej granicę plastyczności ($Re = 235 \text{ MPa}$), obliczono granice wytrzymałości. Założono współczynnik bezpieczeństwa $x_e = 2$.

- Zginanie: $k_g = \frac{1,19 \cdot Re}{x_e} = \frac{1,19 \cdot 235}{2} = 140 \text{ MPa}$

$$k_g \geq \frac{M}{W_x} = \frac{1634}{\frac{(30 \cdot 100^3 - 24 \cdot 94^2)}{6 \cdot 100}} = 97,4 \text{ MPa}$$

Warunek spełniony.

- Rozciąganie: $k_r = \frac{Re}{x_e} = \frac{235}{2} = 117 \text{ MPa}$

$$k_r \geq \frac{N}{S} = \frac{5379}{(100 \cdot 30 - 94 \cdot 24)} = 7,2 \text{ MPa}$$

Warunek spełniony.

- Ścinanie: $k_s = \frac{0,62 \cdot Re}{x_e} = \frac{0,62 \cdot 235}{2} = 73 \text{ MPa}$

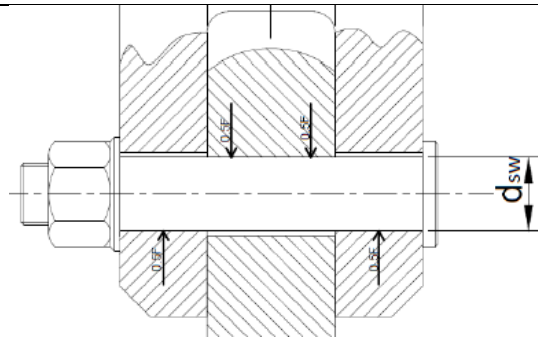
$$k_s \geq \frac{T}{S} = \frac{6190,4}{(100 \cdot 30 - 94 \cdot 24)} = 8,32 \text{ MPa}$$

Warunek spełniony.

4. Sworznie i śruby:

Materiał sworznia: Stal 20H, $k_g = 190 \text{ MPa}$.

4.1. Sworzeń na połączeniu ramienia ze stojakiem.



Rys. 4.1. Schemat obciążeń sworznia.

$$Mg_{max} = \frac{1}{8} F_{ry} \cdot (2 \cdot L_2 + L_1)$$

$$L_1 = (1.5 \div 1.7) d_{sw}, \text{ przyjmujemy } L_1 = 1.5 d_{sw}$$

$$L_2 = (0.3 \div 0.5) L_1, \text{ przyjmujemy } L_2 = 0.5 d_{sw}$$

$$Mg_{max} = \frac{1}{8} F_{ry} \cdot 3 d_{sw} = 0,375 \cdot F_{ry} \cdot d_{sw}$$

$$k_g \geq \frac{0,375 \cdot F_{ry} \cdot d_{sw}}{\frac{\pi \cdot d_{sw}^3}{32}}$$

$$d_{sw} \geq \sqrt{\frac{0,375 \cdot F_{ry}}{\frac{\pi}{32} \cdot k_g}} = \sqrt{\frac{0,375 \cdot 4578}{\frac{\pi}{32} \cdot 190}}$$

$$d_{sw} \geq 9,6 \text{ mm}$$

Wybrano średnice sworznia $d_{sw} = 10 \text{ mm}$

$$L_1 = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ mm}$$

$$L_2 = 0,5 \cdot 15 = 7,5 \text{ mm}$$

4.2. Sworzeń na połączeniu ramienia z siłownikiem.

$$Mg_{max} = \frac{1}{8} F_{ry} \cdot (2 \cdot L_2 + L_1)$$

$$L_1 = (1.5 \div 1.7) d_{sw}, \text{ przyjmujemy } L_1 = 1.5 d_{sw}$$

$$L_2 = (0.3 \div 0.5) L_1, \text{ przyjmujemy } L_2 = 0.3 L_1$$

$$Mg_{max} = \frac{1}{8} F_s \cdot 3 d_{sw} = 0,375 \cdot F_s \cdot d_{sw}$$

$$k_g \geq \frac{0,375 \cdot F_s \cdot d_{sw}}{\frac{\pi \cdot d_{sw}^3}{32}}$$

$$d_{sw} \geq \sqrt{\frac{0,375 \cdot F_s}{\frac{\pi}{32} \cdot k_g}} = \sqrt{\frac{0,375 \cdot 6000}{\frac{\pi}{32} \cdot 190}}$$

$$d_{sw} \geq 10,98 \text{ mm}$$

Wybrano średnice sworznia $d_{sw} = 11 \text{ mm}$

$$L_1 = 1,5 \cdot 11 = 16,5 \text{ mm}$$

$$L_2 = 0,3 \cdot 16,5 = 5 \text{ mm}$$

4.3. Śruba łącząca ramię z wieszakiem:

Wytrzymałość na rozciąganie stali to $k_r = 320 \text{ MPa}$:

$$k_r \geq \frac{Q}{S} = \frac{Q \cdot 4}{d^2 \cdot \pi} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{Q \cdot 4}{k_r \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{1962 \cdot 4}{320 \cdot \pi}} = 2,8 \text{ mm}$$

$$d_{sw} = 10 \text{ mm}$$

$$L_1 = 15 \text{ mm}$$

$$L_2 = 7,5 \text{ mm}$$

$$d_{sw} = 11 \text{ mm}$$

$$L_1 = 16,5 \text{ mm}$$

$$L_2 = 5 \text{ mm}$$

Z obliczeń wynika że śruba powyżej M3 wytrzyma obciążenie, ale należy dobrać śrubę odpowiednio długą, aby przeszła przez przekrój i pozwoliła zamocować wieszak na ramieniu. Dlatego wybrano śrubę M16, o długości gwintu 140 mm.

5. Spoiny:

Elementy połączono za pomocą spoin:

$$\tau = \frac{P}{l \cdot a} \leq x' \cdot k_t$$

, gdzie: $P = 4912 \text{ N}$, $l = 153 \cdot 2 + 30 \cdot 2 = 366 \text{ mm}$, $x' = 0,6$, $k_t = 73 \text{ MPa}$

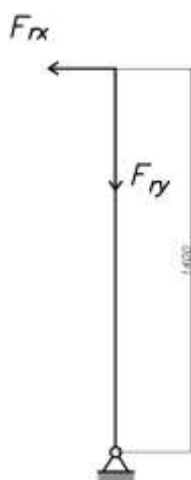
$$\frac{P}{l \cdot x' \cdot k_t} \leq a$$

$$a = \frac{4912}{366 \cdot 0,6 \cdot 73} = 3 \left[\frac{\text{N} \cdot \text{mm}^2}{\text{mm} \cdot \text{N}} = \text{mm} \right]$$

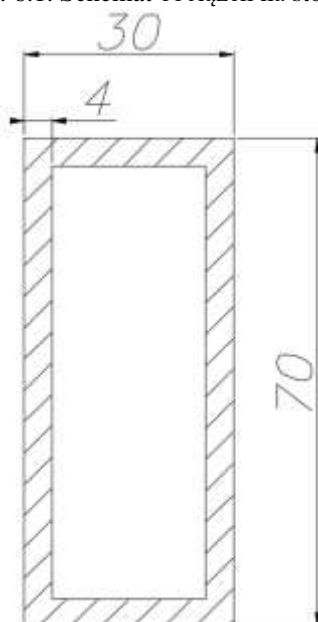
$$a = 3 \text{ mm}$$

6. Obliczenia wytrzymałościowe stojaka:

Na materiał stojaka wybrano stal S460.



Rys. 6.1. Schemat obciążeń na stojaku.



Rys. 5.2. Wybrany przekrój rurowy stojaka.

- Zginanie: $k_g = \frac{1,19 \cdot Re}{x_e} = \frac{1,19 \cdot 460}{2} = 273 \text{ MPa}$

$$k_g \geq \frac{F_{rx} \cdot 1400}{W_x} = \frac{2180 \cdot 1400}{\frac{(30 \cdot 70^3 - 22 \cdot 62^2)}{6 \cdot 70}} = 254 \text{ MPa}$$

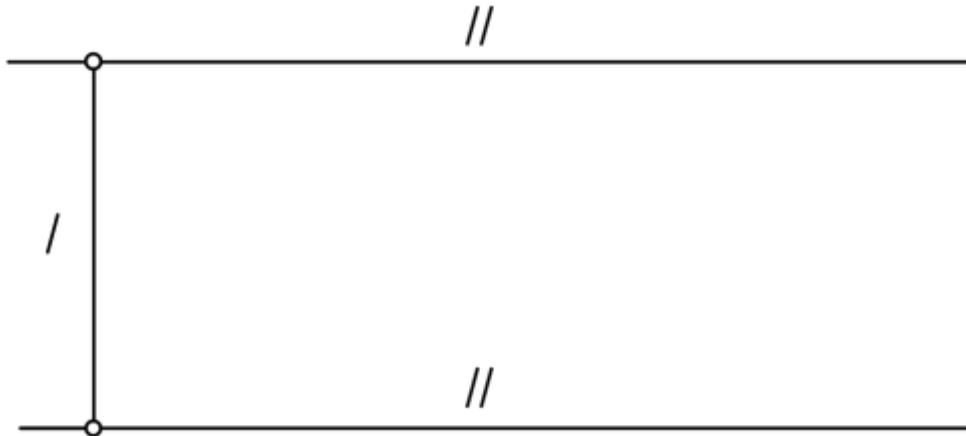
Warunek spełniony.

- Rozciąganie: $k_r = \frac{Re}{x_e} = \frac{460}{2} = 230 \text{ MPa}$

$$k_r \geq \frac{F_{ry}}{S} = \frac{4578}{(70 \cdot 30 - 62 \cdot 22)} = 6,2 \text{ MPa}$$

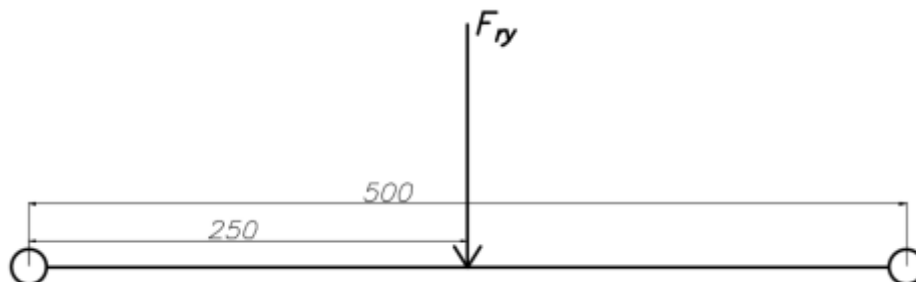
Warunek spełniony.

7. Obliczenia wytrzymałościowe podstawy:



Rys. 7.1. Schemat podstawy .

Element I:



Rys. 7.2. Schemat elementu I.

Wytrzymałość przekroju na zginanie:

Wybrano kształt przekroju 70x30x4 mm – stal 235 ($k_g = 140 \text{ MPa}$).

$$k_g \geq \frac{F_{ry} \cdot 250}{W_x} = \frac{4578 \cdot 250}{\frac{30 \cdot 70^3 - 22 \cdot 62^3}{6 \cdot 70}} = 95,3 \text{ MPa}$$

Warunek spełniony.

Element II:



Rys. 7.3. Schemat elementy II.

Wytrzymałość przekroju na zginanie:

Wybrano kształt przekroju 70x30x4 mm – stal 235 ($k_g = 140 \text{ MPa}$).

$$k_g \geq \frac{F_{ry} \cdot 250}{W_x} = \frac{4578 \cdot 0.25 \cdot 1200}{\frac{30 \cdot 70^3 - 22 \cdot 62^3}{6 \cdot 70}} = 114,3 \text{ MPa}$$

Warunek spełniony.

Ściskanie gwintów na koła:

Wytrzymałość na ściskanie gwintu to $k_c = 320 \text{ MPa}$:

$$k_c \geq \frac{F_{ry} \cdot 0,25}{S} = \frac{F_{ry} \cdot 0,25 \cdot 4}{d^2 \cdot \pi} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{F_{ry} \cdot 0,25 \cdot 4}{k_r \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4578 \cdot 0,25 \cdot 4}{320 \cdot \pi}} = 2,2 \text{ mm}$$

Z obliczeń wynika że śruba powyżej M2 wytrzyma obciążenie.

Dobór kół:

Wybrano koła przeznaczone do obciążeń 260 kg, gwint M6, z czego dwa z zamocowanym hamulcem:



Rys. 7.4. Wybrane do podnośnika koła.

8. Oszacowanie masy urządzenia:

Masa poszczególnych elementów to:

Podpora – $5,45 \cdot 1,3 = 7,1 \text{ kg}$

Podstawa – $5,45 \cdot 0,5 = 2,73 \text{ kg}$

Stojak – $10,9 \cdot 1,3 = 14,2 \text{ kg}$

Ramię – $7,34 \cdot (0,192 + 0,289 + 0,857) = 9,82 \text{ kg}$

Masa urządzenia - $9,82 + 14,2 + 2,73 + 7,1 = 33,85 \text{ kg}$

Uwzględniając masę dodatkowych elementów masę urządzenia można założyć w okolicach 40 kg.

9. Źródła:

[1] <https://tiny.pl/w1lqj> (dostęp 29.12.22).

[2] <https://tiny.pl/w1lql> (dostęp 29.12.22)

[3] <https://tiny.pl/w1lqn> (dostęp 29.12.22)

[4] <https://www.linak.pl/produkty/si%C5%82owniki-liniowe/la40/> (dostęp 04.01.23)

[5] <https://allegro.pl/oferta/zestaw-jezdny-4szt-koła-100mm-kolka-hamulec-260kg-10823868601?fromVariant=10151021857> (dostęp 20.01.23)