

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет

(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин і підійско-транспортні механізми

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Брак металургійного розливний

$Q = 320 + 75/15 \text{ т}$

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-312

Спеціальності 133 „Галузеве машинобудування“

(код найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Підійско-транспортні механізми, будівельні, металургійні машини

Капран А.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник Мартовичук Л.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Фролов Р.О.

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний факультет
Кафедра Деталі машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133, "Технічне машинобудування"
(код найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Мартовичський М. М.
« 15 » 04 20 26 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Жапран Артем Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Кран металургійний розривний Q-320+75/15т.

керівник проєкту (роботи) Мартовичський Леонід Максимович, доцент, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 15 » 04 20 26 року № 163

2. Строк подання студентом проєкту (роботи)

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Вихідна конструкція крана металургійного розривного.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок механізму головного підйому. 2. Розрахунок механізму руху головного візка. 3. Механізм пересування крана. 4. Розрахунок металлоконструкції крана.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Загальний вигляд головного візка; 2. Загальний вигляд допоміжного візка; 3. Залина двична головного підйому; 4. Залина двична механізму пересування головного візка; 5. Механізм пересування візка; 6. Механізм пересування крана.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

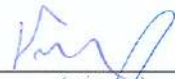
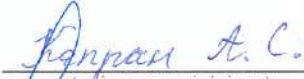
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартовицький Л. М.	20.04.26	
2	Мартовицький Л. М.	28.04.26	
3	Мартовицький Л. М.	12.05.26	
4	Мартовицький Л. М.	21.05.26	

7. Дата видачі завдання « 15 » 04 2026 року.

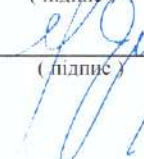
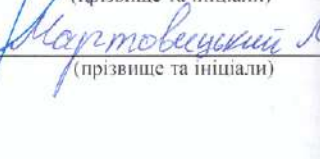
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок головного підйому	24.04.26	
2	Розрахунок приводу головного візка	11.05.26	
3	Розрахунок механізму пересування крана	20.05.26	
4	Розрахунок методикою конструкції	28.05.26.	

Студент

 (підпис)  (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

 (підпис)  (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 123с., 57 рис., 16 табл., 15 джерел

Об'єктом дослідження є ливарний кран, що експлуатується в умовах металургійного виробництва.

Метою дипломної роботи є реконструкція ливарного крана шляхом підвищення його вантажопідйомності з 280 т до 320 т у зв'язку зі збільшенням виробничої потужності мартенівських печей зі 170 т до 250 т. Одним із ключових напрямів модернізації є заміна морально та технічно застарілих приводів іноземного виробництва на сучасні вітчизняні аналоги, що відповідають актуальним вимогам експлуатації.

Проектований кран розрахований на роботу у важкому режимі та призначений для забезпечення технологічних процесів мартенівського цеху комбінату Запоріжсталь.

У процесі виконання розрахунків і технічного аналізу було оцінено можливість збільшення вантажопідйомності крана без зниження показників надійності та безпеки експлуатації. Реалізація запропонованих технічних рішень сприятиме підвищенню продуктивності виробничого процесу. Проведений економічний аналіз підтвердив технічну та економічну доцільність виконання реконструкції обладнання.

КРАН, КАНАТ, БЛОК, ТРАВЕРСА, ВІСЬ, ПІДВІСКА, НАПРУЖЕННЯ, ПІДШИПНИК, ДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМА, МУФТА, ШКІВ, ВІЗОК, БУКСА.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ	8
1.1 Вихідні данні	8
1.2 Вибір схеми та кратності поліспасти	9
1.3 Вибір вантажного канату	10
1.4 Розрахунок розмірів блоків та барабанів.....	11
1.5 Перевірка Барабану.....	12
1.6 Кріплення канату на барабан	16
1.7 Розрахунок навантажень на ось барабану	18
1.8 Механізм підйому	32
1.9 Розрахунок зубців храпового колеса	36
1.10 Розрахунок потужності двигуна, його вибір.....	39
1.11 Вибір редуктору	40
1.12 Перевірка електродвигуна.....	41
1.13 Вибір гальм та муфти	43
1.14 Розрахунок універсальної траверси	44
2 МЕХАНІЗМ РУХУ ГОЛОВНОГО ВІЗКА	70
2.1 Вихідні данні	70
2.2 Тиск на осі балансира від ваги привода.....	70
2.3 Визначення тиску від механізму підйому	72
2.4 Тиск на ходові колеса від ваги вантажу	74
2.5 Тиск на ходові колеса від власної ваги рами	75
2.6 Сумарний тиск на ходові колеса	77

2.7	Визначення опору пересування візка.....	77
2.8	Визначення потужності двигуна, його вибір	79
2.9	Вибір редуктора.....	80
2.10	Перевірка двигуна за потужністю	80
2.11	Перевірка на буксування	81
2.12	Вибір гальма	83
3.	МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ	85
3.1	Опір пересування та вибір двигуна.....	85
3.2	Перевірка встановленого двигуна	87
3.3	Визначення тиску на ходові колеса при розливанні	90
3.4	Визначимо гальмівний момент.....	93
4.	РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА.....	96
4.1	Вихідні данні	96
4.2	Розрахунок головної балки	97
4.3	Розрахунок рухомих навантажень.....	99
4.4	Геометричні характеристики головної балки	102
4.5	Перевірка напружень у верхньому поясі.....	104
4.6	Перевірка місцевої стійкості стінки головної балки	105
4.7	Визначимо момент та навантаження у перерізах	108
4.8	Визначимо момент та навантаження від допоміжного візка.....	110
4.9	Перевірка відсіків.....	111
4.10	Перевірка дотичних навантажень.....	115
4.11	Перевірочний розрахунок зварних швів.....	118
	ВИСНОВКИ.....	120
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	121

ВСТУП

В умовах сучасних ринкових відносин дуже актуальним є питання зниження собівартості продукції. Користувач віддає перевагу тій продукції, яка має найнижчу вартість при встановлених показниках якості. Тому всіма підприємствами вишукуються шляхи зниження собівартості виготовлення продукції. Одним із шляхів зниження собівартості є проведення модернізації діючого обладнання з метою покращення його експлуатаційних показників, підвищення рівня механізації виробництва.

В даному проекті пропонується виконати модернізацію ливарного крана вантажопідйомністю 280т., який працює у мартенівському цеху комбіната «ЗАПОРІЖСТАЛЬ». Модернізація передбачає збільшення вантажопідйомності головного підйому з 280т. до 320т., з метою збільшення продуктивності роботи крану. Збільшення вантажопідйомності крана виходить за рахунок внутрішніх ресурсів металоконструкції, зміни кратності поліспасту, зміни норм розрахунків, застосування нового обладнання [9].

1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

1.1 Вихідні данні

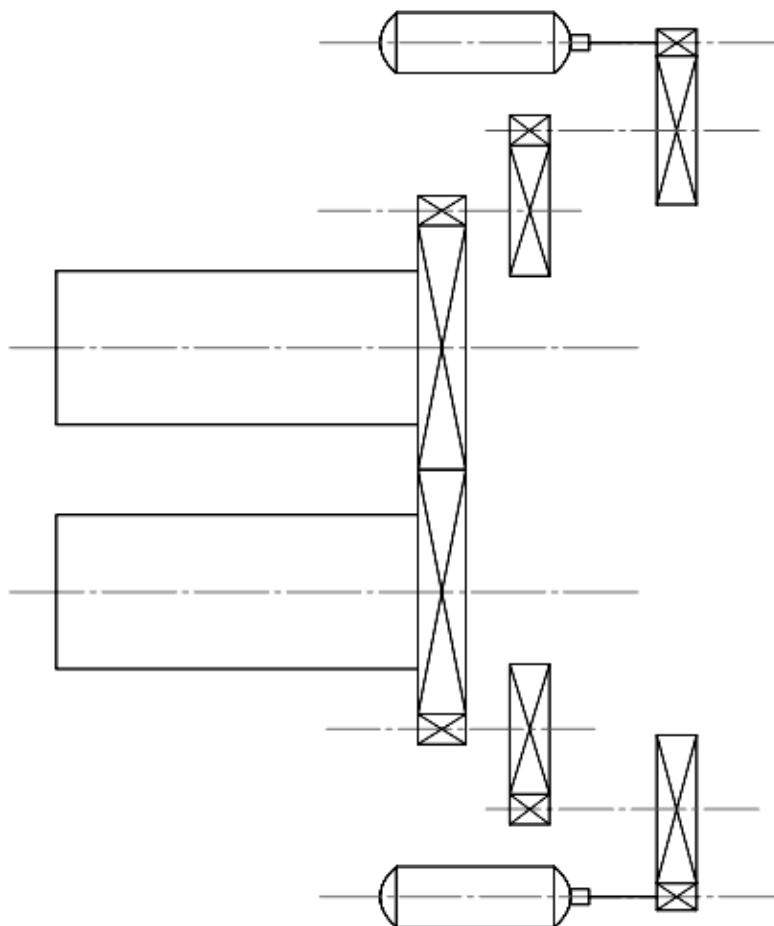


Рисунок 1.1- Схема механізму підйому

Перевірний розрахунок розливного крана вантажопідйомністю 320т виконується у зв'язку з збільшенням мартенівських печей.

Вантажопідйомність..... $Q=320$ т;

Висота підйому вантажу..... $H=11$ м;

Режим роботи.....М6

Швидкість підйому вантажу..... $V_{ni\partial} = 0,041$

Швидкість руху візка..... $V_{p\partial} = 0,41$ м/с

Кратність поліспасти $n=10$

Діаметр барабану..... $D = 1,85$ м

1.2 Вибір схеми та кратності поліспаду

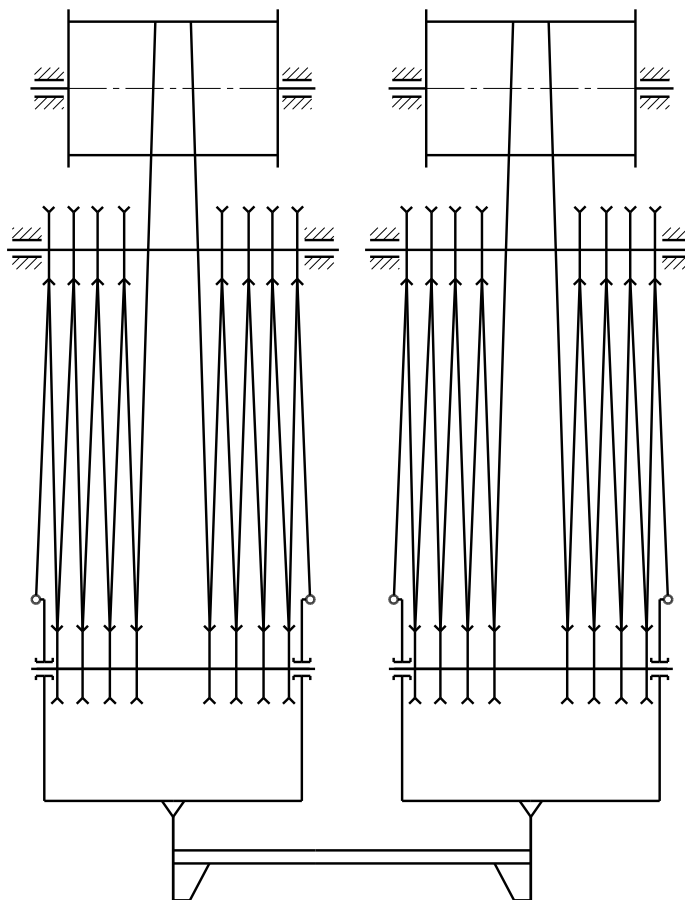


Рисунок 1.2- Схема поліспаду механізму підйому

Канат підвішений на 40 вервах

Кількість працюючих блоків одного поліспада $n=5$

Кількість поліспастів - 4

Кратність поліспада - 10

При вантажопідйомності 320т кратність поліспада приймаємо $i_n=10$

Визначимо ККД поліспада

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n-1}}{i_n} = 0,875 \quad (1.1)$$

де $\eta = 0,98$ - ККД блока, що враховує витрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість канату.

1.3 Вибір вантажного канату

У відповідності з правилами Державного нагляду з охорони праці канат вибирають за розривним зусиллям[1].

Визначимо розривне зусилля в канаті, Н:

$$F_{розр} = Z_p \cdot F_{max} \leq [F]_{гост} \quad (1.2)$$

де Z_p – коефіцієнт, який враховує використання канату, для режиму роботи М6 дорівнює $Z_p=5,6$

F_{max} – найбільше зусилля в канаті, Н;

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} \quad (1.3)$$

де Q – номінальна маса вантажу, $Q=320$ т;

a – кількість гілок каната, які намотуються на барабан, $a=4$;

m – кількість відхиляючих блоків, $m=0$;

G_n – маса гакової підвіски, т;

Приймаємо масу гакової підвіски $G_n=29,6$ т.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (320 + 29,6)}{4 \cdot 10 \cdot 0,875 \cdot 0,99^0} = 133\,586 \text{ Н},$$

$$F_{розр} = 5,6 \cdot 133\,586 = 748\,041 \text{ Н}$$

Обираємо сталевий канат ПК 6х36 з розривним зусиллям 788 кН, діаметром 32 мм за ISO 2408 Standard.

1.4 Розрахунок розмірів блоків та барабанів

Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії навитого каната

$$D_{min} = h \cdot d_k \quad (1.4)$$

де D_{min} діаметр каната;

$$D_{min} = 32 \text{ мм};$$

h - коефіцієнт, який залежить від групи режиму роботи;

$h = 22,4$ - для барабана;

$h = 20$ - для блока;

$$D_{min \text{ бл}} = 32 \cdot 20 = 0,64 \text{ м}$$

$$D_{min \text{ бар}} = 32 \cdot 22,4 = 0,716 \text{ м}$$

Визначимо довжину канату на одну сторону барабану.

$$L = \pi \cdot (D_{\phi} + d_k) \cdot Z = 3,14 \cdot (1,817 + 0,032) \cdot 24 = 139,5 \text{ м} \quad (1.5)$$

$D_{\phi} = 1,819 \text{ м}$ - діаметр барабану

$d_k = 32 \text{ мм}$ – Діаметр канату

Z -кількість витків на одній половині барабану

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_1} + 4,5 \quad (1.6)$$

$H = 11 \text{ м}$ - висота підйому вантажу;

D_1 - діаметр барабана по середній лінії каната, м;

4,5 - число витків кріплення каната та запасних.

$$Z = \frac{11 \cdot 10}{3,14 \cdot 1,819} + 4,5 = 23,7 \text{ м}$$

Приймаємо $Z=24$ м

Довжина нарізки на барабані:

$$l = z \cdot p \quad (1.7)$$

де $p \geq 1,1 = 1,1 \cdot d_k = 1,1 \cdot 32 = 35,2$ мм - крок нарізки на барабані,
приймаємо $p = 35$ мм.

$$l = z \cdot p = 35 \cdot 24 = 840 \text{ мм}$$

Загальна довжина барабану при здвоєному поліспасти:

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot b + c \quad (1.8)$$

де $b = 3 \cdot p$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана;
 c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 70 \dots 120$ мм.

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot b + c = 2 \cdot 840 + 2 \cdot 35 + 120 = 2,23 \text{ м}$$

Товщину стінки приймають для сталевого барабана:

$$\delta = 1,2 \cdot d_k = 38,4 \text{ мм} \quad \text{приймаємо } \delta = 40 \text{ мм}$$

З умов технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12$ мм.

1.5 Перевірка Барабану

Визначимо реакцію в опорі А

$$A = \frac{G_k + G_3 + 2 \cdot F_{max}}{l} \cdot l_1 \quad (1.9)$$

Де $G_6 = 17\,450$ Н- вага зубчастого венця

$G_3 = 43\,050\text{ Н}$ - вага обичайки без зубчастого венця

$F_{max} = 133\,586\text{ Н}$ - найбільше зусилля в канаті

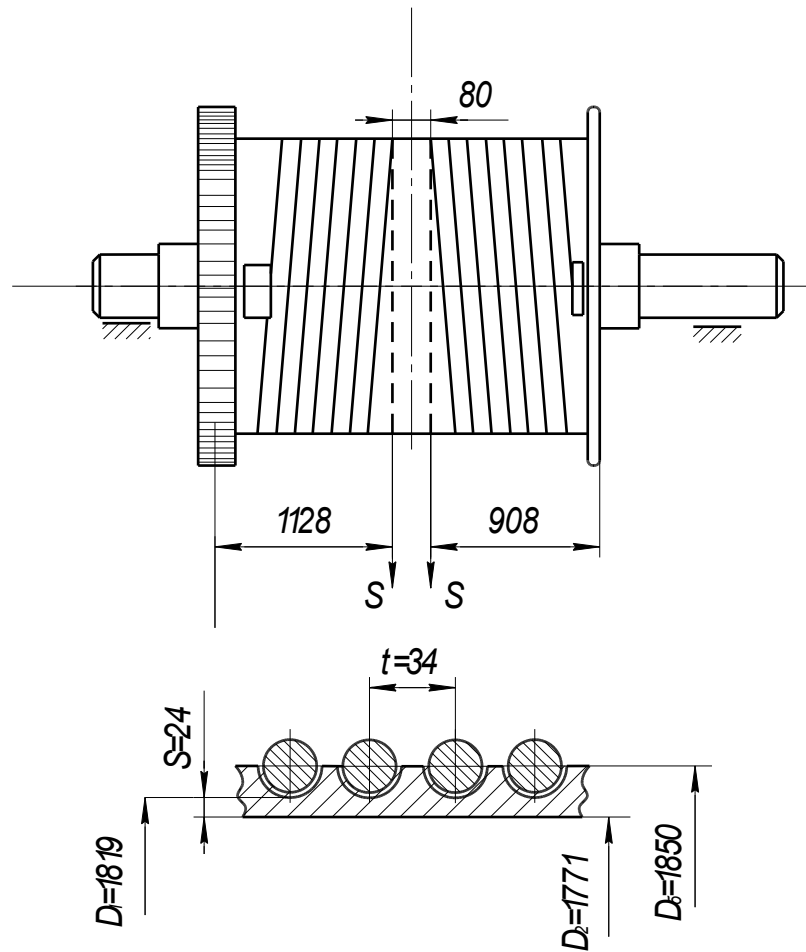


Рисунок 1.3- Загальний вид барабану

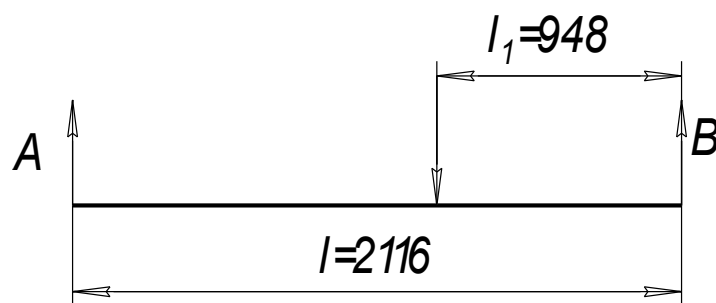


Рисунок 1.4- Схема навантаження на обичайку барабана

$$A = \frac{11\,450 + 43\,050 + 133\,586}{2,116} \cdot 0,948 = 118\,600\text{ Н} \quad (1.10)$$

Визначимо реакцію в опорі В

$$B = P_{\bar{o}} - A = 264\,500 - 118\,600 = 145\,900\,H \quad (1.11)$$

$P_{\bar{o}} = 264\,500\,H$ - загальна реакція обори А і В

Перевіримо міцність обичайки

Згинаючий момент у перерізі І-І

$$M_3 = A \cdot (l - l_1) = 118\,600 \cdot (2,116 - 0,948) = 138\,600\,H_m \quad (1.12)$$

Крутний момент у перерізі І-І

$$M_{кр} = 2 \cdot F_{max} \cdot \frac{D_{\bar{o}ap}}{2} = 2 \cdot 133\,586 \cdot \frac{1,85}{2} = 194\,000\,H_m \quad (1.13)$$

Де $D_{\bar{o}ap} = 1,85$ - діаметр барабану

Момент опору згину

$$W_3 = \frac{D_1^4 - D_2^4}{32 \cdot D_1} \cdot \pi = \frac{1,819^4 - 1,77^4}{32 \cdot 1,819} \cdot 3,14 = 59\,500\,cm^3 \quad (1.14)$$

Момент опору на кручення

$$W_{кр} = 2 \cdot W_3 = 59\,500 \cdot 2 = 119\,000\,cm^3 \quad (1.15)$$

Напруження стиску

$$\sigma_{\phi} = -\frac{F_{max}}{\delta \cdot t} = \frac{133\,586}{0,024 \cdot 0,034} = -128\,MПа \quad (1.16)$$

Напруження згину

$$\sigma_{нз} = \frac{M_3}{W_3} = \frac{138\,600}{59\,500} = \pm 2,3 \text{ МПа} \quad (1.17)$$

Напруження кручення

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{194\,000}{119\,000} = 1,63 \text{ МПа} \quad (1.18)$$

$$\sigma_\tau = -\frac{2 \cdot F_{max}}{D_{бар} \cdot t} = \frac{2 \cdot 133\,586}{1,81 \cdot 3,4} = -3,4 \text{ МПа} \quad (1.19)$$

Результуюче напруження

$$\sigma_{max} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_\tau - \sigma_\varphi)^2 + (\sigma_\varphi - \sigma_{нз})^2 + (\sigma_{нз} - \sigma_\tau)^2 + 6 \cdot \tau^2]} \quad (1.20)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(-3,4 + 128,6)^2 + (-128,6 - 2,3)^2 + (2,3 + 3,4)^2 + 6 \cdot 1,63^2]} = \\ &= 128 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Запас міцності

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{max}} = \frac{240}{124} = 1,88 < 2 \quad (1.21)$$

Умова виконується

Перевіримо стійкість барабану

Визначимо критичний тиск

$$P_{кр} = \frac{E}{4} \cdot \left(\frac{\delta}{R}\right)^3 \cdot \left(1 + 24,3 \cdot \frac{R^4}{l_0^4}\right) \quad (1.22)$$

Де $E = 52\,500$ МПа- модуль пружності

$\delta = 0,034$ м- товщина стінки

$R = 0,88$ - внутрішній радіус обичайки

$l_0 = 2,23$ м- Вільна довжина барабану

$$P_{кр} = \frac{52\,500}{4} \cdot \left(\frac{0,034}{0,88}\right)^3 \cdot \left(1 + 24,3 \cdot \frac{0,88^4}{2,23^4}\right) = 4,72 \text{ МПа}$$

Умова тиску канату на барабан

$$P = \frac{2 \cdot P_{max}}{D_{бар} \cdot t} = \frac{2 \cdot 133\,586}{1,85 \cdot 0,034} = 3,3 \text{ МПа} \quad (1.23)$$

Коефіцієнт стійкості

$$K = \frac{P_{кр}}{P} = \frac{4,7}{3,3} = 1,415 < 1,5 \quad (1.24)$$

Умова виконується

1.6 Кріплення канату на барабан

Болт М30 , Матеріал Ст3, Кількість – 6,

$d = 30$ мм - Зовнішній діаметр гвинта

$d_1 = 25,4$ – внутрішній діаметр гвинта

$l = 36$ мм- Плече прикладеної сили, згасаючої болт

$\mu_1 = 0,16$ – коефіцієнт тертя канату о барабан

$\mu_2 = 0,21$ - коефіцієнт тертя канату о клиновий жолоб

$\alpha = \pi \cdot 4 =$ кут охоплення барабану запасними витками

$i = 2$ - кількість

Натяг канату у місці кріплення

$$P_0 = \frac{F_{max}}{e^{\mu \cdot \alpha}} = \frac{133\,586}{2,7^{0,16 \cdot 12,5}} = 18\,320 \text{ Н} \quad (1.25)$$

Необхідне зусилля натягу болтів

$$Q = \frac{2 \cdot P_0}{\mu_1 + \mu_2} = \frac{2 \cdot P_0}{0,21 + 0,16} = \frac{2 \cdot 1832}{0,21 + 0,16} = 99\,050 \text{ Н} \quad (1.26)$$

Згинаючий момент від сили на тяжіння канату

$$M_{зг} = \frac{Q}{2} \cdot \mu_2 \cdot l_1 = \frac{99\,050}{2} \cdot 0,21 \cdot 0,004 = 41,8 \text{ Нм} \quad (1.27)$$

Момент опору болту

$$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 2,54^3 = 1,64 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3 \quad (1.28)$$

Сумарне нормальне напруження у болті

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{n \cdot F} + \frac{M_{зг}}{0,75 \cdot n \cdot W} = \frac{Q}{n \cdot F} + \frac{M_{зг}}{0,75 \cdot n \cdot W} \quad (1.29)$$

$$\sigma_{max} = \frac{99\,050}{6 \cdot 0,056} + \frac{41,8}{0,75 \cdot 6 \cdot 1,64} = 83,5 \text{ МПа}$$

$$\text{Де } F = \frac{\pi \cdot 0,244^2}{4} = 0,056 \text{ м}^2 - \text{площина перерізу у болту} \quad (1.30)$$

Запас міцності

$$n = \frac{\sigma_6}{\sigma_{max}} = \frac{243}{83,5} > 2,5 \quad (1.31)$$

1.7 Розрахунок навантажень на ось барабану

Підйом вантажу двома двигунами [2]

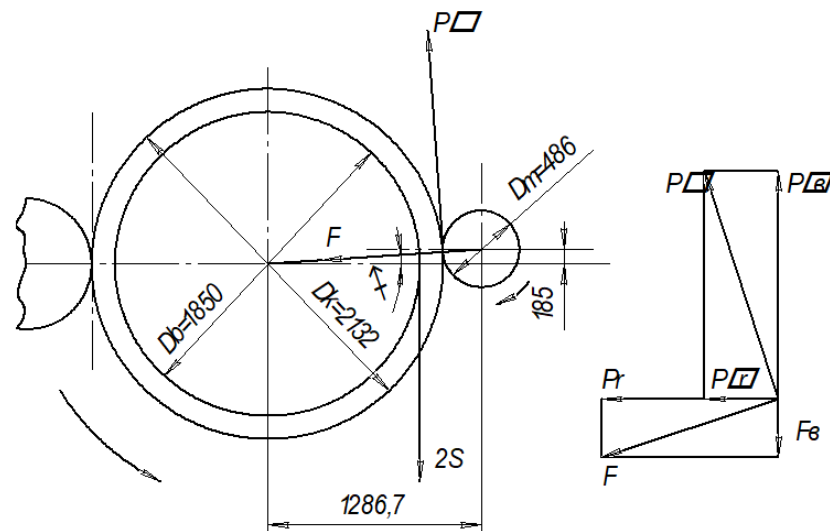


Рисунок 1.5- Розрахункова схема

Визначимо кут:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{18,5}{12,861} = 0,144 \quad (1.32)$$

$$\varphi = 12^\circ$$

Кутове зусилля на зубчастому колесі:

$$P_0 = \frac{2 \cdot F_{max} \cdot D_6}{D_k \cdot r_6} = \frac{2 \cdot 133\,586 \cdot 1,85}{2,123 \cdot 0,96} = 242\,516 \text{ Н} \quad (1.33)$$

Де $D_6 = 1,85$ м - діаметр барабану,м;

$D_k = 2,123$ – зовнішній діаметр зубчастого колеса,м ;

$r_6 = 0,96$ – ККД барабану

$F_{max} = 133\,586$ Н - найбільше зусилля в канаті, Н;

Розпірне зусилля :

$$\begin{aligned} F_{роз} &= P_0 \cdot \tan(\alpha + \beta) = 242\,516 \cdot \tan(\alpha + \beta) \\ F_{роз} &= 242\,516 \cdot 0,554 = 134\,353 \text{ Н} \end{aligned} \quad (1.34)$$

Де $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення

$\beta = 9^\circ$ - кут тертя у відкритій зубчастій передачі

Визначмо реакції у осьових підшипниках

Векторні зусилля на осі від розпірного зусилля:

$$F_B = F_{max} \cdot \sin \varphi = 242\,516 \cdot \sin 12^\circ = 242\,516 \cdot 0,143 = 34\,679 \text{ Н} \quad (1.35)$$

Вертикальна складова на осі від колового зусилля :

$$P_{0B} = F_{max} \cdot \cos \varphi = 242\,516 \cdot \cos 12^\circ = 242\,516 \cdot 0,99 = 240\,090 \text{ Н} \quad (1.36)$$

Сума вертикальних сил :

$$P_B = P_{0B} - F_B = 205\,411 \text{ Н} \quad (1.37)$$

Горизонтальні зусилля на осі:

$$P_\Gamma = F_{max} \cdot \cos \varphi + P_0 \sin \varphi \quad (1.38)$$

$$P_\Gamma = 133\,586 \cdot 0,99 + 242\,516 \cdot 0,143 = 166\,929 \text{ Н}$$

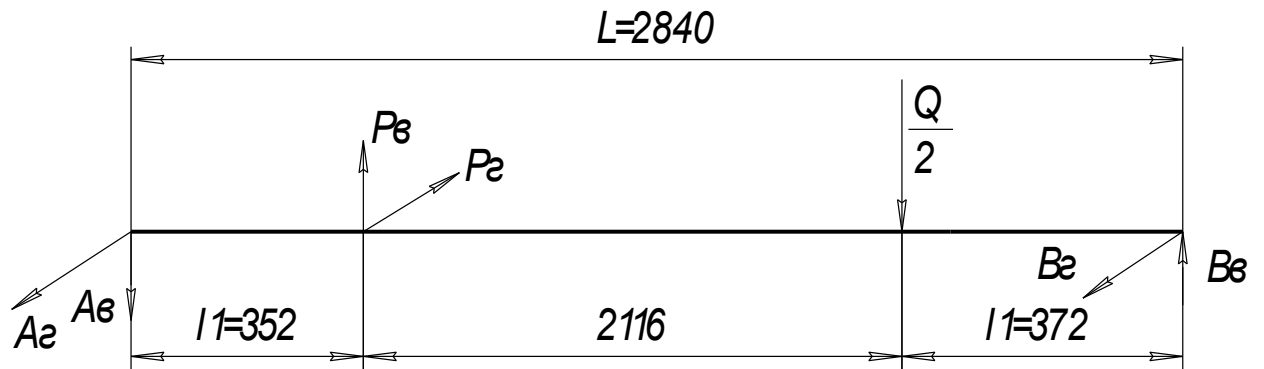


Рисунок 1.6- Сили що діють на ось барабану

$$Q = Q_{\text{бар}} + Q_{\text{осі}} = 54\,470 \text{ Н} \quad (1.39)$$

$Q_{\text{бар}}$ - вага барабану

$Q_{\text{осі}}$ - вага осі

$$S_I + S_{II} = 210\,000 \text{ Н} \quad (1.40)$$

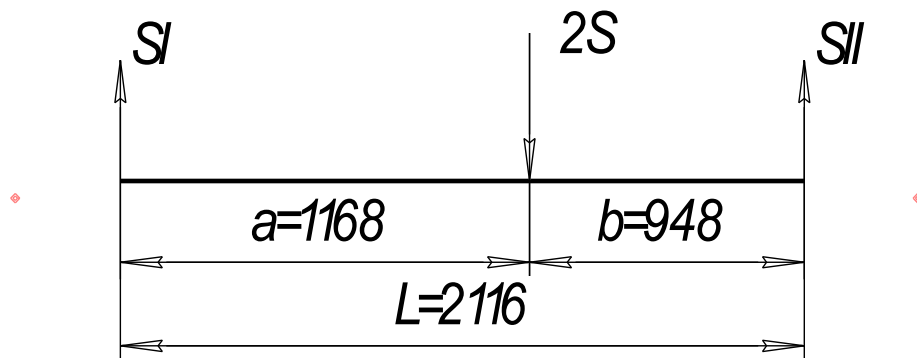


Рисунок 1.7 - Розрахункова схема

Визначимо суму моментів відносно S_I :

$$\sum M_{S_I} = 2 \cdot S \cdot a - S_{II} \cdot L = 0 \quad (1.41)$$

Знайдемо значення S_{II} :

$$S_{II} = \frac{2 \cdot S \cdot a}{L} = \frac{210\,000 \cdot 1,186}{2,116} = 116\,000 \text{ Н} \quad (1.42)$$

Визначимо суму моментів відносно S_{II} :

$$\sum M_{S_{II}} = 2 \cdot S \cdot b - S_I \cdot L = 0 \quad (1.43)$$

Знайдемо значення S_I :

$$S_I = \frac{2 \cdot S \cdot a}{L} = \frac{210\,000 \cdot 0,948}{2,116} = 94\,000 \text{ Н} \quad (1.44)$$

Знайдемо вертикальні реакції

Знайдемо суму моментів відносно точки А:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ \sum M_A &= S_I \cdot l_1 + \frac{Q}{2} \cdot l_1 + Y_B \cdot l_1 - P_b \cdot l_1 + S_{II} \cdot (L - l_2) + \\ &+ \frac{Q}{2} \cdot (L - l_2) - B_b \cdot L = 0 \end{aligned} \quad (1.45)$$

Визначимо значення B_b :

$$\begin{aligned} B_b &= \frac{l_1}{L} \cdot \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_B - P_b \right) + \frac{(L - l_2)}{L} \cdot \left(S_{II} + \frac{Q}{2} \right) \\ B_b &= \frac{0,352}{2,84} \cdot \left(94\,000 + \frac{54\,470}{2} + 17\,450 - 205\,411 \right) + \frac{(2,8 - 0,352)}{2,8} \cdot \\ &\cdot \left(116\,000 + \frac{54\,470}{2} \right) = 120\,150 \text{ Н} \end{aligned} \quad (1.46)$$

Знайдемо суму моментів відносно точки В:

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = -A_B \cdot L + \left(P_b - \frac{Q}{2} - S_I - Y_B\right) \cdot (L - l_1) - \left(\frac{Q}{2} + S_{II}\right) \cdot l_2 = 0 \quad (1.47)$$

Визначимо значення A_B :

$$A_B = \frac{L - l_1}{L} \cdot \left(P_b - \frac{Q}{2} - S_I - Y_B\right) - \frac{l_2}{L} \cdot \left(\frac{Q}{2} + S_{II}\right) \quad (1.48)$$

$$A_B = \frac{2,84 - 0,352}{2,84} \cdot \left(205\,411 - \frac{54\,470}{2} - 94\,000 - 17\,450\right) - \frac{0,372}{2,84} \cdot \left(\frac{54\,470}{2} + 116\,000\right) = 11\,250 \text{ Н}$$

Знайдемо горизонтальні реакції :

Знайдемо суму горизонтальних моментів реакції відносно точки А:

$$\sum M_A = -P_r \cdot l_1 + B_r \cdot L = 0 \quad (1.49)$$

Визначимо значення B_r :

$$B_r = \frac{P_r \cdot l_1}{L} = \frac{131\,200 \cdot 0,352}{2,84} = 162\,500 \text{ Н} \quad (1.50)$$

Знайдемо суму горизонтальних моментів реакції відносно точки В:

$$\sum M_B = -A_r \cdot L + P_r \cdot (L - l_1) = 0 \quad (1.51)$$

Визначимо значення A_r :

$F_{max} = F_1 = F_2 = 133\,586\text{ Н}$ – найбільше зусилля в канаті, Н;

Крутний момент що діє зубчастий вінець барабана 2 дорівнює сумі крутних моментів необхідних для підйому вантажу барабанами 1 та 2:

$$M_{об} = M_1 + M_2 = \frac{F_{max} \cdot D_{бар}}{\eta_{бар} \cdot \eta_1} + \frac{F_{max} \cdot D_{бар}}{\eta_{бар}} = \frac{F_{max} \cdot D_{бар}}{\eta_{бар}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_1} + 1 \right) \quad (1.56)$$

$$M_{об} = \frac{133\,586 \cdot 1,85}{0,96} \cdot \left(\frac{1}{0,96} + 1 \right) = 412\,500\text{ Нм}$$

Кутове зусилля на зубчастому венці другого барабану:

$$P_0 = \frac{2 \cdot M_{об}}{D_k} = \frac{2 \cdot 412\,500}{0,213} = 387\,000\text{ Н} \quad (1.57)$$

Розпірне зусилля :

$$F_0 = P_{01} \cdot \tan(\alpha + \beta) \quad (1.58)$$

$$F_0 = P_{01} 242\,516 \cdot \tan(20 + 9) = 387\,000 \cdot 0,554 = 214\,500\text{ Н}$$

Де $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення;

$\beta = 9^\circ$ - кут тертя у відкритій зубчастій передачі[3];

Знайдемо навантаження на шестерню редуктора

Сума вертикальних сил :

$$P''_B = P_{0B} - F_{0B} = P_0 \cos \varphi - F_0 \sin \varphi \quad (1.59)$$

$$P''_B = 387\,000 \cdot 0,99 - 214\,500 \cdot 0,14 = 353\,000\text{ Н}$$

Горизонтальні зусилля на осі:

$$P_{\Gamma}'' = P_{0\Gamma} - F_{0\Gamma} = F_0 \cdot \cos \varphi + P_0 \sin \varphi \quad (1.60)$$

$$P_{\Gamma}'' = 214\,500 \cdot 0,99 + 387\,000 \cdot 0,143 = 267\,400 \text{ Н}$$

Порахуємо для другого барабану

Визначимо реакції від вертикальних навантажень на осі:

$$P_{\text{В}}' = P_{\text{В}}'' + P_{01} = 353\,000 + 190\,000 = 543\,000 \text{ Н} \quad (1.61)$$

Визначимо реакції від горизонтальних навантажень на осі:

$$P_{\Gamma}' = P_{\Gamma}'' + F_0 = 353\,000 + 190\,000 = 543\,000 \text{ Н} \quad (1.62)$$

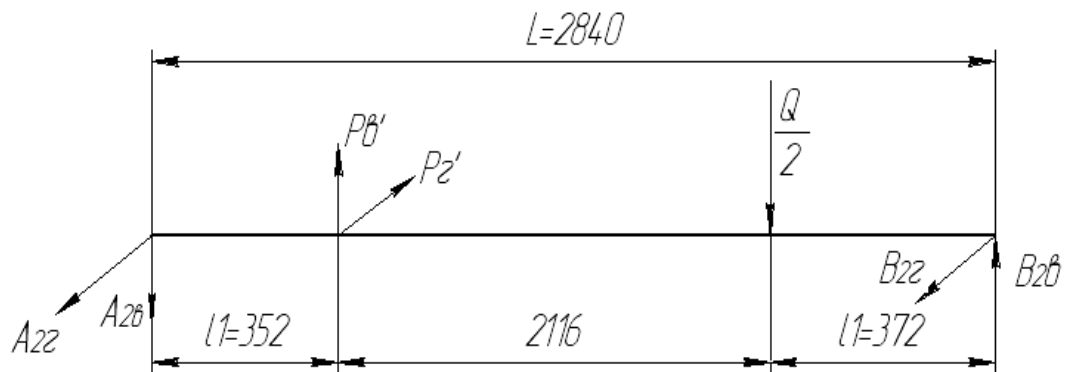


Рисунок 1.9- Розрахункова схема для другого барабану

Знайдемо вертикальні реакції

Знайдемо суму моментів відносно точки А:

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_{\text{В}} - P_{\text{В}}' \right) \cdot l_1 + \left(S_{II} + \frac{Q}{2} \right) \cdot (L - l_2) - B_{2\text{В}} = 0 \quad (1.63)$$

Визначимо значення $B_{\text{В}}$:

$$B_B = \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_B - P'_B \right) \cdot \frac{l_1}{L} + \left(S_{II} + \frac{Q}{2} \right) \cdot \frac{4 \cdot l_2}{L} \quad (1.64)$$

$$B_B = \left(94\,000 + \frac{54\,470}{2} + 17\,450 - 543\,000 \right) \cdot \frac{0,352}{2,84} + \left(116\,000 + \frac{54\,470}{2} \right) \cdot \frac{2,8 \cdot 0,372}{2,84} = 74\,200 \text{ Н}$$

Знайдемо суму моментів відносно точки В:

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = -A_{2B} \cdot L + P'_B \cdot (L - l_1) - \left(\frac{Q}{2} - S_I + Y_B \right) \cdot (L - l_1) - \left(\frac{Q}{2} + S_{II} \right) \cdot l_2 = 0 \quad (1.65)$$

Визначимо значення A_B :

$$A_B = \frac{L - l_1}{L} \cdot \left(P_B - \frac{Q}{2} - S_I - Y_B \right) - \frac{l_2}{L} \cdot \left(\frac{Q}{2} + S_{II} \right) \quad (1.66)$$

$$A_B = \frac{2,84 - 0,352}{2,84} \cdot \left(543\,000 - \frac{54\,470}{2} - 94\,000 - 17\,450 \right) - \frac{0,372}{L} \cdot \left(\frac{54\,470}{2} + 116\,000 \right) = 335\,250 \text{ Н}$$

Знайдемо горизонтальні реакції

Знайдемо суму горизонтальних моментів реакції відносно точки А:

$$\sum M_A = -P'_r \cdot l_1 + B_{2r} \cdot L = 0 \quad (1.67)$$

Визначимо значення B_{2r} :

$$B_{2r} = \frac{P'_r \cdot l_1}{L} = \frac{162\,400 \cdot 0,352}{2,84} = 20\,100 \text{ Н} \quad (1.68)$$

Знайдемо суму горизонтальних моментів реакції відносно точки В:

$$\sum M_B = -A_{2r} \cdot L + P'_r \cdot (L - l_1) = 0 \quad (1.69)$$

Визначимо значення A_r :

$$A_r = \frac{P'_r \cdot (L - l_1)}{L} = \frac{162\,400 \cdot (2,840 - 0,352)}{2,84} = 142\,300 \text{ Н} \quad (1.70)$$

Визначимо сумарну реакцію опори А:

$$A = \sqrt{A_{2r}^2 + A_r^2} = \sqrt{142\,300^2 + 335\,250^2} = 359\,000 \text{ Н} \quad (1.71)$$

Визначимо сумарну реакцію опори В:

$$B = \sqrt{B_{2r}^2 + B_r^2} = \sqrt{20\,100^2 + 74\,200^2} = 76\,800 \text{ Н} \quad (1.72)$$

Порахуємо для першого барабану



Рисунок 1.10- Розрахункова схема для першого барабану

Знайдемо вертикальні реакції

Знайдемо суму моментів відносно точки А:

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_B + P'_B\right) \cdot l_1 + \left(S_{II} + \frac{Q}{2}\right) \cdot (L - l_2) - B_{1B} \cdot L \quad (1.73)$$

Визначимо значення B_B :

$$B_{1B} = \left(S_I + \frac{Q}{2} + Y_B + P_{02}\right) \cdot \frac{l_1}{L} + \left(S_{II} + \frac{Q}{2}\right) \cdot \frac{L - l_2}{L} \quad (1.74)$$

$$B_{1B} = \left(190\,000 + \frac{54\,470}{2} + 94\,000 + 17\,450\right) \cdot \frac{0,352}{2,84} + \left(116\,000 + \frac{54\,470}{2}\right) \cdot \frac{2,8 \cdot 0,372}{2,84} = 165\,200 \text{ Н}$$

Знайдемо суму моментів відносно точки В:

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = A_{1B} \cdot L - P'_B - \left(P_{02} + \frac{Q}{2} + S_I + Y_B\right) \cdot (L - l_1) - \left(\frac{Q}{2} + S_{II}\right) \cdot l_2 = 0 \quad (1.75)$$

Визначимо значення A_{1B} :

$$A_{1B} = \frac{L - l_1}{L} \cdot \left(P_{02} + \frac{Q}{2} + S_I + Y_B\right) + \left(\frac{Q}{2} + S_{II}\right) \cdot \frac{l_2}{L} \quad (1.76)$$

$$A_{1B} = \frac{2,84 - 0,352}{2,84} \cdot \left(190\,000 + \frac{54\,470}{2} + 94\,000 + 17\,450\right) +$$

$$+ \left(\frac{54\,470}{2} + 116\,000 \right) \cdot \frac{0,372}{2,8} = 306\,750 \text{ Н}$$

Знайдемо горизонтальні реакції

Знайдемо суму горизонтальних моментів реакції відносно точки А:

$$\sum M_A = F_1 \cdot l_1 - B_{1r} \cdot L = 0 \quad (1.77)$$

Визначимо значення B_r :

$$B_{2r} = \frac{F_{max} \cdot l_1}{L} = \frac{133\,586 \cdot 0,352}{2,84} = 130\,000 \text{ Н} \quad (1.78)$$

Знайдемо суму горизонтальних моментів реакції відносно точки В:

$$\sum M_B = A_{1r} \cdot L - F_{max} \cdot (L - l_1) = 0 \quad (1.79)$$

Визначимо значення A_r :

$$A_r = \frac{F_{max} \cdot (L - l_1)}{L} = \frac{133\,586 \cdot (2,840 - 0,352)}{2,84} = 91\,800 \text{ Н} \quad (1.80)$$

Визначимо сумарну реакцію опори А:

$$A = \sqrt{A_{1r}^2 + A_{2r}^2} = \sqrt{91\,800^2 + 130\,000^2} = 158\,000 \text{ Н} \quad (1.81)$$

Визначимо сумарну реакцію опори А:

$$A = \sqrt{B_{1r}^2 + B_{1r}^2} = \sqrt{13\,000^2 + 165\,200^2} = 166\,000 \text{ Н} \quad (1.82)$$

Розрахунок осі барабану на міцність

При збільшенні вантажопідйомності з 280 до 320 ось барабану не витримує втомну міцність [3]. Прийнято рішення змінити конструкцію та матеріал осі на сталь Ст35.

Розрахунок барабану на втому. Під час розрахунку приймаємо навантаження що діють при нормальних умовах. Розрахунковими приймаємо перерізи V і VII [4] (малюнок 1.11).

Визначимо коефіцієнт запасу:

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 1,5 \cdot 1,6 \cdot 1,3 = 3,12 \quad (1.83)$$

де $K_1 = 1,6$ - коефіцієнт відповідальності деталі

$K_1 = 1,5$ - коефіцієнт що враховує різницю між розрахунковим і дійсним

$K_3 = 1,3$ - коефіцієнт надійності матеріалу[1]

Моменти опору перерізів:

$$W_V = 0,1 \cdot d_V^3 = 0,1 \cdot 21^3 = 925 \text{ см}^3 \quad (1.84)$$

$$W_{VI} = 0,1 \cdot d_V^3 = 0,1 \cdot 19^3 = 685,9 \text{ см}^3 \quad (1.85)$$

Згинаючий момент:

$$M_V = B_{p.\text{норм}} \cdot l_V = 121\,500 \cdot 0,16 = 20\,150 \text{ Нм} \quad (1.86)$$

$$M_{VI} = B_{p.\text{норм}} \cdot l_{VI} = 121\,500 \cdot 0,046 = 5\,580 \text{ Нм} \quad (1.87)$$

$$\sigma_V = \frac{M_V}{W_V} = \frac{20\,150}{925} = 21,8 \text{ МПа} \quad (1.88)$$

$$\sigma_{VI} = \frac{M_V}{W_V} = \frac{5\,580}{685,9} = 8,5 \text{ МПа} \quad (1.89)$$

Визначимо межу витривалості:

$$\eta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon}{k_{\sigma} \cdot \sigma} \quad (1.90)$$

Де $\sigma_{-1} = 220$ МПа - межа витривалості для СТЗ

$\varepsilon = 0,61$ - масштабний фактор

$k_{\sigma_V} = 2,18$ - коефіцієнт концентрації напружень

$k_{\sigma_{VI}} = 1,6$ - коефіцієнт концентрації напружень з галтелями

$$\eta_{\sigma_V} = \frac{220 \cdot 0,61}{2,18 \cdot 21,8} = 3,85 > 3,12 \quad (1.91)$$

$$\eta_{\sigma_{VI}} = \frac{220 \cdot 0,61}{2,18 \cdot 8,15} = 7,55 > 3,12 \quad (1.92)$$

Умова виконується

Розрахунок осі барабану на опір пластичним деформаціям

Допускний запас міцності :

$$K = K_{s1} \cdot K_{s2} \cdot K_{s3} = 1,4 \cdot 1 \cdot 1,34 = 1,85 \quad (1.93)$$

де $K_{s1} = 1,4$ - коефіцієнт відповідальності деталі;

$K_{s2} = 1$ - коефіцієнт що враховує різницю між розрахунковим і дійсним;

$K_{s3} = 1,3$ - коефіцієнт надійності матеріалу;

Розрахунок проводиться для небезпечних перерізів I-I і II-II:

$$\sigma_{I_{max}} = \frac{M_{I_{max}}}{W_{I_{max}}} = \frac{17\,150}{0,1 \cdot 19^3} = \frac{17\,150}{685,9} = 25 \text{ МПа} \quad (1.94)$$

$M_{I_{max}} = 17\,150$ Нм- максимальний згинаючий момент у першому перерізі;

$$\sigma_{II\max} = \frac{M_{II\max}}{W_{II\max}} = \frac{62\,000}{0,1 \cdot 21^3} = \frac{62\,000}{925^3} = 67 \text{ МПа} \quad (1.95)$$

$M_{II\max} = 62\,000 \text{ Нм}$ - максимальний згинаючий момент у другому перерізі

Запас міцності:

$$\eta_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_{II\max}} = \frac{260}{67} = 3,88 > 1,875 \quad (1.96)$$

1.8 Механізм підйому

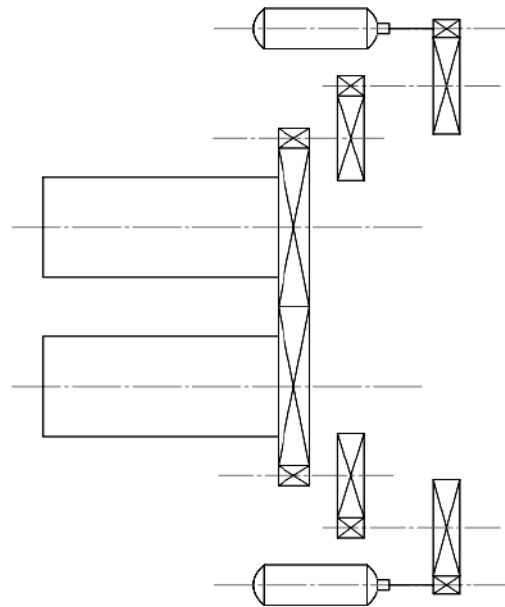


Рисунок 1.12- Схема механізму підйому

Таблиця 1.1- характеристика відкритої передачі

	Матеріал	Z,мм	m	D,мм	b,мм	n,об\хв	i
Шестерня	Ст45Х	18	26	468	310	19	4,56
колесо	Ст45Л	82		2132	300	4,18	

Крутний момент на валу шестерні

$$M_{ш} = \frac{F \cdot D}{i \cdot \eta_6 \cdot \eta_3} = \frac{133\,586 \cdot 1,85}{4,56 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 58,83 \text{ кНм} \quad (1.97)$$

Де F - максимальне зусилля ;

η_k - ККД зубчастої передачі;

η_6 - ККД барабану;

$$n = \frac{V \cdot i_{\pi}}{\pi \cdot 1,85} = \frac{2,7 \cdot 10}{3,14 \cdot 1,85} = 4,18 \text{ об\}хв \quad (1.98)$$

Розрахунок на протидію деформації зубців:

$$\sigma = 860 \cdot (i + 1) \cdot \sqrt{\frac{k \cdot P_0}{A \cdot i \cdot B} \cdot x} \quad (1.99)$$

$K=1,2$ – коефіцієнт динамічності;

$A= 0,13$ м – міжосьова відстань ;

$X=1,55$ – геометричний коефіцієнт[4];

$P_0 = 387$ Н- колове зусилля на зубчасте колесо;

$$\sigma = 860 \cdot (4,56 + 1) \cdot \sqrt{\frac{1,2 \cdot 387\,000}{0,13 \cdot 4,56 \cdot 0,3} \cdot 1,55} = 960 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження для сталі з міцністю зубців < 350 НВ

$$\sigma_{\text{доп}} = 3,1 \cdot \sigma_s = 3,1 \cdot 320 = 90 \text{ МПа} \quad (1.100)$$

σ_T - Межа текучості для СТ45ЛІІІ[5]

Розрахунок на втомну міцність

Напруга згину у колесі:

$$\sigma_{зг.к.} = \frac{P_0 \cdot K}{B \cdot m \cdot y_k \cdot x_1} = \frac{190\,000 \cdot 1,2}{0,3 \cdot 0,26 \cdot 0,5 \cdot 0,94} = 62,2 \text{ МПа} \quad (1.101)$$

Де $P_0 = 190\,000 \text{ Н}$ - нормальне колове зусилля;

$y_k = 0,5$ -коефіцієнт форми зубу колеса[3];

$x_1 = 0,94$ - геометричний коефіцієнт [4];

Напруга згину у шестерні;

$$\sigma_{зг.ш.} = \sigma_{и.к} \cdot \frac{y_k}{y_{ш}} = 62,2 \cdot \frac{0,5}{0,377} = 82,5 \text{ МПа} \quad (1.102)$$

Де $y_{ш}$ - коефіцієнт форми зубу шестерні ;

Визначимо допустиме напруження для під час згину:

$$\sigma_{зг.доп} = \frac{1,4 \cdot \sigma_{-1} \cdot P_H}{k_6 \cdot g} \quad (1.103)$$

σ_{-1} - Межа витривалості сталі на згин;

$\sigma_{-1к} = 300 \text{ МПа}$ - Межа витривалості сталі СТ45ЛП на згин колеса;

$\sigma_{-1ш} = 400 \text{ МПа}$ - Межа витривалості сталі СТ45Х на згин шестерні;

$P_H = 1$ - коефіцієнт навантаження при згині для колеса та шестерні;

$k_6 = 1,5$ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень у основи зубу
;колеса та шестерні

$q_k = 1,6$ - коефіцієнт безпеки для колеса

$q_k = 1,4$ - коефіцієнт безпеки для шестерні

Допускне напруження для колеса

$$\sigma_{зг.к.доп} = \frac{1,4 \cdot 300 \cdot 1}{1,5 \cdot 1,6} = 175 \text{ МПа}$$

Допускне напруження для шестерні

$$\sigma_{зг.к.доп} = \frac{1,4 \cdot 400 \cdot 1}{1,5 \cdot 1,4} = 267 \text{ МПа}$$

Розрахунок на запобігання пластичної деформації при згині, виконується для аварійного випадку, під час підйому вантажу одним двигуном[5].

Найбільше напруження згину зубців колеса:

$$\sigma_{max.к} = \sigma_{зг.к} \cdot \frac{P_{0\ max}}{P_{0\ ном}} = 62,2 \cdot \frac{387\ 000}{190\ 000} = 127 \text{ МПа} \quad (1.104)$$

$P_{0\ max}$ - максимальне колове зусилля зубчастого колеса;

$P_{0\ min}$ - номінальне колове зусилля зубчастого колеса;

Найбільше напруження згину зубців шестерні;

$$\sigma_{max.ш} = \sigma_{зг.ш} \cdot \frac{P_{0\ max}}{P_{0\ ном}} = 82,3 \cdot \frac{387\ 000}{190\ 000} = 168 \text{ МПа} \quad (1.105)$$

Допускне напруження для колеса

$$\sigma_{доп.зг.к} = \sigma_T \cdot 0,8 = 0,8 \cdot 320 = 256 \text{ МПа} > \sigma_{max.к} \quad (1.106)$$

Де σ_T - Межа текучості для Ст45Л

Допускне напруження для шестерні

$$\sigma_{доп.зг.ш} = \frac{0,36 \cdot \sigma_B}{k_\sigma} = \frac{0,36 \cdot 870}{1,5} = 208 \text{ МПа} > \sigma_{max.ш} \quad (1.107)$$

Таким чином, усі умови міцності зачеплення виконуються[6].

1.9 Розрахунок зубців храпового колеса

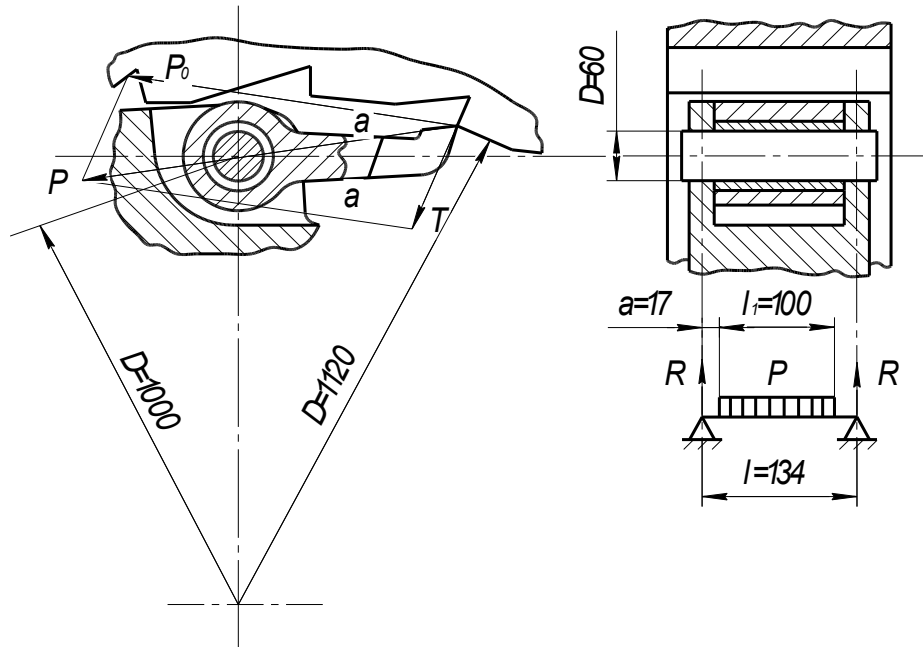


Рисунок 1.13- Розрахункова схема храпового механізму

Знайдемо допускний крутний момент на валу храпового колеса:

$$M = 2 \cdot 0,5 \cdot C \cdot P_a \cdot Z \cdot m^2 \quad (1.108)$$

$$m = \frac{D}{Z} = \frac{1120}{25} = 44,8 \text{ мм} \quad (1.109)$$

Де m – модуль;

$D = 1120$ мм - діаметр храповика по вершинам зубців;

$Z=25$ – Кількість зубців:

$$C = \frac{b}{m} = \frac{140}{44,8} = 3,12 \quad (1.110)$$

b - Довжина лінії дотику[6]

Приймаємо для храпового колеса з ХГС-Л лінійний тиск $P=400$ кг/см

$$M = 2 \cdot 0,5 \cdot 3,12 \cdot 400 \cdot 25 \cdot 44,8^2 = 625\,000 \text{ кг/см}$$

Так як удар зубу відбудеться тільки при опусканні вантажу[7], то визначимо максимальний розрахунковий момент для храпової передачі в аварійному режимі буде дорівнювати

$$M_{\text{кр.мах}} = 2 \cdot \frac{G \cdot \eta_n \cdot D_6}{n \cdot 2 \cdot i_3} \cdot \eta_6 \cdot \eta_3 (1 + \eta_3) \quad (1.111)$$

$$M_{\text{кр.мах}} = 2 \cdot \frac{3461 \cdot 0,875 \cdot 1,85}{40 \cdot 2 \cdot 4,56} \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot (1 + 0,96) = 55\,482 \text{ Нм}$$

Де $G=3461$ кН – максимальне навантаження

$N=40$ загальна кількість канатів

$D_6 = 1,85$ см діаметр барабана по осям канатів

$i_3 = 4,56$ - передаточне число відкритої зубчастої пари

$\eta_n = 0,875$ - ККД поліспасти

$\eta_6 = 0,96$ - ККД барабану

$\eta_3 = 0,96$ -ККД відкритої зубчастої передачі

$$\sigma = \frac{12 \cdot M_{\text{кр.мах}} \cdot h}{D \cdot a^2 \cdot b} = \frac{12 \cdot 55\,482 \cdot 0,04}{1,12 \cdot 0,15^2 \cdot 0,185} = 5,7 \text{ МПа} \quad (1.112)$$

Де $h=0,04$ м – висота зубу;

$a=0,15$ м - довжина основи зубу[6];

$b= 0,185$ – ширина основи зубу;

З графічної побудови на основі відомих сил тертя, відцентрової, та рівнодіючої сили, розрахуємо собачку.

Визначимо рівнодіючу силу:

$$P = P_0 = \frac{2 \cdot M_{кр.мах}}{D} = \frac{2 \cdot 55\,482}{1,12} = 99\,100 \text{ Н} \quad (1.113)$$

$$R = \frac{P}{2} = \frac{99\,100}{2} = 49\,550 \text{ Н} \quad (1.114)$$

Згинаючий момент в середині осі балки:

$$M_{зг} = R \cdot \frac{l}{2} - \frac{P}{l} \cdot \frac{(\frac{l}{2} - a)^2}{2} \quad (1.115)$$

$$M_{зг} = 49\,550 \cdot \frac{0,134}{2} - \frac{99\,100}{0,1} \cdot \frac{(\frac{13,4}{2} - 0,017)^2}{2} = 2\,200 \text{ Нм} \quad (1.166)$$

Напруження згину в осі собачки:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{2\,200}{0,1 \cdot 0,06^3} = 110 \text{ МПа} \quad (1.117)$$

Запас міцності для СТ45Х

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{зг}} = \frac{550}{110} = 5 \quad (1.118)$$

$\sigma_T = 550 \text{ МПа}$ - межа текучості СТ45Х[7]

Згинаючий момент від не центрального стиску у розрахунковому спрощеному перерізі а-а.

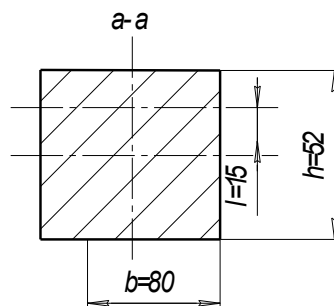


Рисунок 1.14- Спрощений переріз собачки.

$$M = P \cdot l = 99\,100 \cdot 0,015 = 1486 \text{ Нм} \quad (1.119)$$

Момент опору згину перерізу а-а

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{8 \cdot 52^2}{6} = 36 \text{ см}^2 \quad (1.120)$$

Напруження згину у перерізі а-а

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W} = \frac{1486}{36} = 41,2 \text{ МПа} \quad (1.121)$$

Напруження стиску у перерізі а-а

$$\sigma_{ст} = \frac{P}{b \cdot h} = \frac{99\,100}{0,08 \cdot 0,052} = 28 \text{ МПа} \quad (1.122)$$

Сумарне напруження у перерізі а-а

$$\sigma = \sigma_{ст} + \sigma_{зг} = 28 + 41,2 = 69,2 \text{ МПа} \quad (1.123)$$

1.10 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Електродвигун обираємо з каталогу по статичній потужності[5]

$$P_{дв} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot V_{п}}{\eta_3} \quad (1.124)$$

де η_3 - загальний ККД механізму

$$\eta = \eta_{\Pi} + \eta_{\delta} + \eta_{\text{м}}^2 + \eta_{\text{з}} = 0,875 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 = 0,89 \quad (1.125)$$

Де $\eta_{\Pi}, \eta_{\delta}, \eta_{\text{м}}, \eta_{\text{з}}$ - ККД поліспасти, барабана, муфти та зубчастого редуктора.

$$P_{\text{дв}} = \frac{10^4 \cdot 341 \cdot 0,025}{0,89} = 81 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун типу Д-816

Таблиця 1.2 Вибір двигуна

Параметр	Значення
Потужність Рд, кВт	85
Частота обертання пд,хв	540
Момент інерції ротора Ір, кг·м ²	4,3
максимальний момент Н,м	12 750

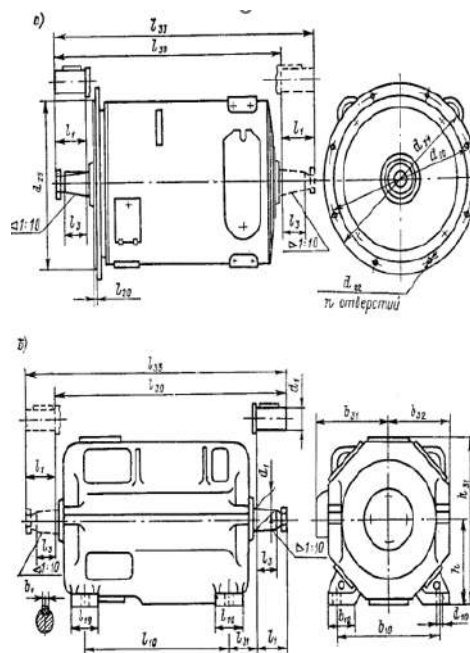


Рисунок 1.15- Електродвигун Д-816

1.11 Вибір редуктору

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності[12] $P_{\text{СТ}}$:

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_6 \cdot i_{зб}} = \frac{540}{4,23 \cdot 4,65} = 27,6 \quad (1.126)$$

Де $n_{дв} = 540$ об/хв - частота обертання валу двигуна;

$i_{зб}$ – передаточне число зубчастої передачі;

n_6 – частота обертання барабану;

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi \cdot B_6} = \frac{60 \cdot 0,041 \cdot 10}{3,14 \cdot 1,85} = 4,236 \quad (1.127)$$

Для цього крану був на підприємстві розроблений спеціальний редуктор який має такі характеристики

$U_\phi = 26,3$ - фактичне передаточне число редуктору;

Частота обертання швидкохідного валу – 540 хв^{-1} ;

крутний момент на тихохідному валу максимальний – $T_T = 46,3 \text{ кН}\cdot\text{м}$;

Перевіримо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_{бар} \cdot n_{дв}}{i_n \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 1,85 \cdot 540}{10 \cdot 119,9 \cdot 60} = 0,044 \quad (1.128)$$

Відхилення від заданої швидкості:

$$V = \frac{|V_n| - |V_\phi|}{|V_n|} \cdot 100\% = \frac{0,041 - 0,044}{0,041} \cdot 100\% = 7\% \quad (1.129)$$

1.12 Перевірка електродвигуна

Вибраний електродвигун необхідно перевірити по нагріву, еквівалентну потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{ЕКВ} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{СТ} \leq P_{25}, \quad (1.130)$$

де $K_{25} = 1$ - коефіцієнт приведення потужності для важкого режиму роботи.

$\gamma = 0,86$ – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

$$P_{EKB} = 1 \cdot 0,86 \cdot 81 = 70 \leq 85 \text{ кВт}$$

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega}{T_{\Pi}^{\text{сер}} \pm T_{\text{ст}}} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (1.131)$$

$$I_{3B} = \delta \cdot (I_p \cdot I_m) + m \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i_{\Pi}^2 \cdot U_p^2 \cdot \eta_3} \quad (1.132)$$

де I_{3B} - приведений до валу двигуна момент інерції рухаючи мас, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\delta = 1,2$ - коефіцієнт, враховуючий момент інерції обертових мас деталей, без вала двигуна;

I_p, I_m - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шківів (муфти),

$$I_p = 16,25 \text{ кгм}^2$$

$$I_m = 2,25 \text{ кгм}^2$$

$$m = 10^3 \cdot 349,6 = 349\,600 \text{ кг} - \text{ маса вантажу, який підіймають}$$

$$D = 1,85 \text{ м} - \text{ діаметр барабану}$$

$$U_p = 26,1 - \text{ передаточне число редуктору}$$

$$T_{\Pi}^{\text{сер}} - \text{ середній пусковий момент електродвигуна:}$$

$$T_{\Pi}^{\text{сер}} = \psi \cdot T_n \quad (1.133)$$

де $\psi = 1,5 - 1,6$ - середня кратність пускового моменту

T_n – номінальний момент електродвигуна:

$$T_H = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P_d}{n_d} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 85}{540} = 1503 \text{ Нм}$$

$$I_{зв} = 1,2 \cdot (16,25 \cdot 2,25) + 349\,600 \cdot \frac{1,85^2}{4 \cdot 10^2 \cdot 21,6^2 \cdot 0,88} = 47 \text{ кгм}^2$$

$T_{ст}$ - момент на валу двигуна від маси вантажу:

$$T_{ст} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_{бар}}{2 \cdot i_n \cdot U_n \cdot \eta} = \frac{10^4 \cdot 349,6 \cdot 1,85}{2 \cdot 10 \cdot 21,6 \cdot 0,875} = 17\,110 \text{ Нм} \quad (1.134)$$

$$t_n = 1,2 \text{ с}$$

1.13 Вибір гальм та муфти

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмовому моменту $T_{г}, \text{Нм}$:

$$T_{г} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_{бар} \cdot \eta \cdot K_{г}}{2 \cdot i_n \cdot U_p} \quad (1.135)$$

Де $Q_{max} = 349,6 \text{ т}$ - максимальна вантажопідйомність;

$D_{бар} = 1,85$ - діаметр барабану;

$\eta = 0,98$ - ККД барабану;

$i_n = 10$ - Кратність поліспасту;

$U_p = 26,1$ - передаточне число редуктору:

$$T_{г} = \frac{10^4 \cdot 349,6 \cdot 1,85 \cdot 0,98 \cdot 1,25}{2 \cdot 10 \cdot 26 \cdot 4,56} = 3396 \text{ Нм}$$

де $K_{г} = 1,5$ - коефіцієнт запасу гальмування для важкого режиму роботи[1].

Тип гальм – ТКП 800

Діаметр гальмівного шківа – 800

Найбільший гальмовий момент – 4400 Нм

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від крутного моменту[12]:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX}; \quad (1.136)$$

де $T_H = 1710 \text{ Н}\cdot\text{м}$ - номінальний момент, який передає муфта;

$K_1 = 1,8$ - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,3$ - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму.

$$T_M = 12\,750 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 24\,500 \text{ Нм} \quad (1.137)$$

Муфта зубчаста з проміжним валом та гальмівним шківом ГОСТ 5006

Максимальний гальмівний момент – 25 000 Нм

1.14 Розрахунок універсальної траверси

Вісь гака

Матеріал Ст 38 ХА

Навантаження на гак:

Знайдемо максимальне зусилля:

$$P_{\max} = G_{\text{кр}} + Q_{\text{гр}} = 55,6 + 1600 = 1655,6 \text{ кН}$$

Знайдемо реакції А та Б:

$$A = B = \frac{P_{\max}}{2} = \frac{1655,6}{2} = 827,8 \text{ кН}$$

Знайдемо розподілене навантаження:

$$q = \frac{P_{\max}}{a} = \frac{1655,6}{0,21} = 7900 \text{ кН/м}$$

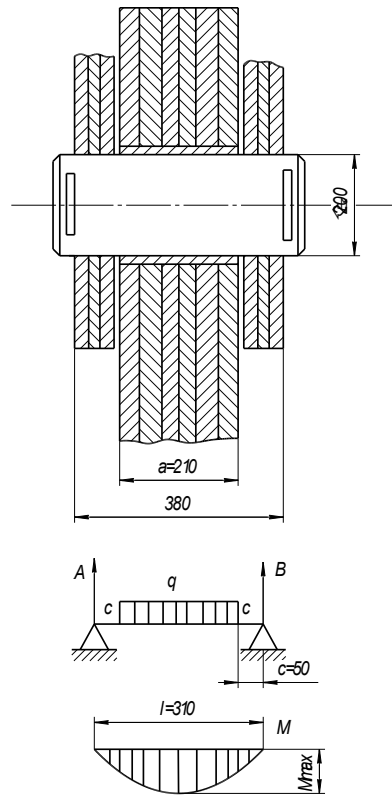


Рисунок 1.16- Розрахункова схема вісі гака

Знайдемо максимальний момент

$$M_{\max} = \frac{q_a}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{q(\frac{l}{2} - c)^2}{2} = \frac{7900 \cdot 0,21}{2} \cdot \frac{0,31}{2} - \frac{7900(\frac{0,31}{2} - 0,05)^2}{2} = 84850 \text{ Нм}$$

Знайдемо напруження вісі гака

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M_{\max}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{8485}{0,1 \cdot 0,2^3} = 106,1 \text{ МПа}$$

Запас міцності відносно межі текучості:

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma} = \frac{800}{106,1} = 7,54$$

Розрахунок траверси

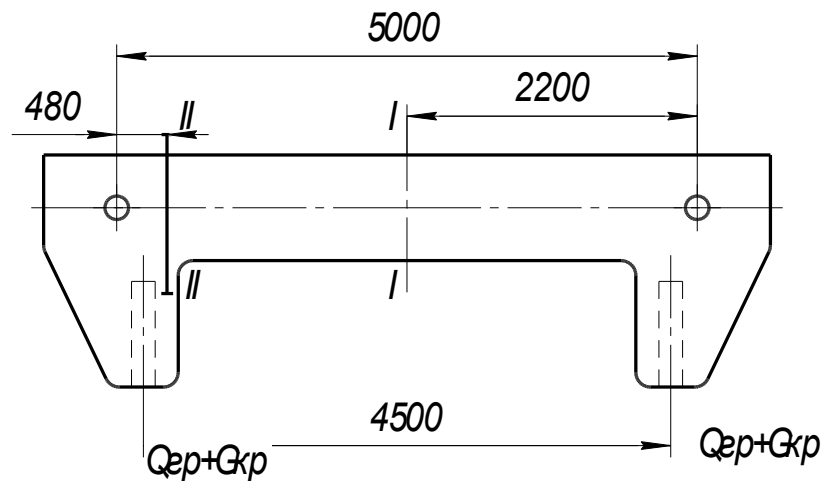


Рисунок 1.17- Розрахункова схема траверси

Матеріал траверси ст.М18А [10] :

$G_b = 400$ МПа- межа міцності при розтягуванні

$G_T = 230$ МПа- межа текучості

Навантаження на крюк $Q_{кр} = 1600$ кН

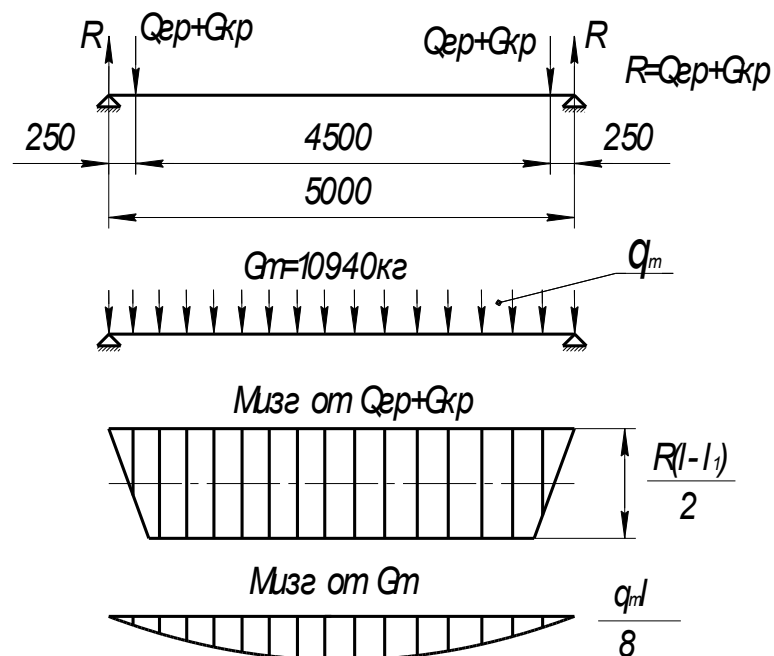


Рисунок 1.18 – Розрахункова схема моментів траверси

Визначаємо напругу в перетині $|-|$, згибаючий момент в перетині $|-|$

$$M_{|-|} = \frac{R(l - l_1)}{2} + \frac{q_T l^2}{8} = \frac{(Q_{гр} + G_{кр}) \cdot (l - l_1)}{2} + \frac{q_T l^2}{8}$$

Где $G_{кр} = 55,6$ кН - вага крюка

$$M_{|-|} = \frac{(160000 + 5560) \cdot (500 - 450)}{2} + \frac{21,9 \cdot 500^2}{8} = 4139000 + 684375 \\ = 482338 \text{ Нм}$$

Перетин $|-|$ щодо осі X-X, що проходить через центр тяжіння перетину

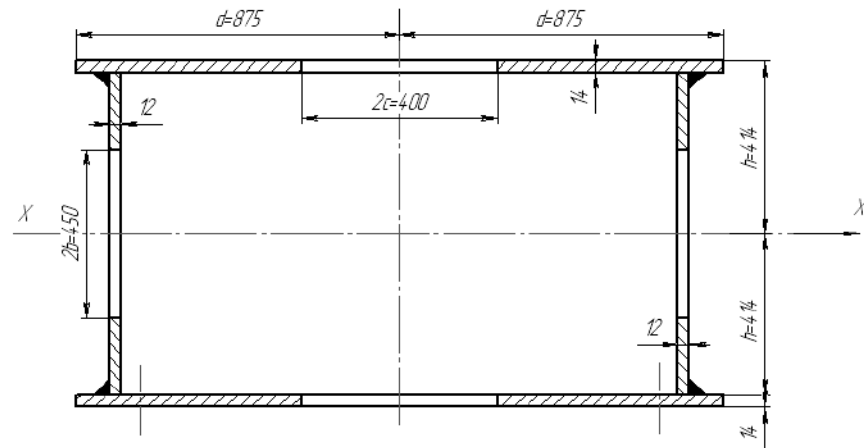


Рисунок 1.19- Момент інерції перетину $|-|$

$$I_{x-x} = 2 \cdot \left[\frac{\delta_1 (2h)^3}{12} - \frac{\delta_1 (2b)^3}{12} + \frac{2a\delta_2^3}{12} + 2a \cdot \delta_2 \cdot \left(h - \frac{\delta_2}{2} \right)^2 - \frac{2c \cdot \delta_2^3}{12} - 2c\delta_2 \cdot \left(h - \frac{\delta_2}{2} \right)^2 \right]$$

$$I_{x-x} = 2 \left[\frac{1,2(82,8)^3}{12} - \frac{1,2(45)^3}{12} + \frac{175 \cdot 1,4^3}{12} + 175 \cdot 1,4(41,4 - 0,7)^2 - \frac{110 \cdot 1,4^3}{12} \right] \\ = 453000 \text{ см}^4$$

Момент опору перетину $|-|$:

$$W_{x|} = \frac{I_{x-x}}{h} = \frac{453000}{41,4} = 11000 \text{ см}^3$$

Напруження у перерізі $| - |$

$$\sigma_{|-|} = \frac{M_{|-|}}{W_{x|}} = \frac{48234}{1100} = 44 \text{ МПа}$$

Згинаючий момент в перетині $|| - ||$

$$M_{||-||} = \frac{(Q_{гр} + G_{кр})(l - l_1)}{2} = \frac{(1600 + 55,6) \cdot (0,05 - 0,45)}{2} = 41390 \text{ Нм}$$

Перетин $|| - ||$

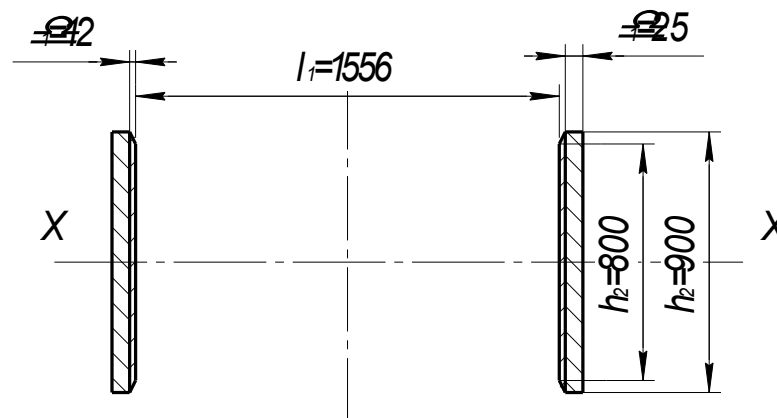


Рисунок 1.20- Момент інерції перетину $|| - ||$

Момент інерції перетину $|| - ||$ щодо осі X-X

$$I_{x||} = 2 \left[\frac{\delta_1 h_1^3}{12} + \frac{\delta_2 h_2^3}{12} \right] = 2 \left[\frac{2,5 \cdot 90^3}{12} + \frac{1,2 \cdot 80^3}{12} \right] = [151875 + 51200] = 406150 \text{ см}^4$$

Момент опору перетину $|| - ||$

$$W_{x||} = \frac{406150}{45} = 9026 \text{ см}^3$$

Напруження у перерізі ||-||

$$\sigma_{||-||} = \frac{M}{W} = \frac{41390}{902,6} = 46 \text{ МПа}$$

Визначаємо напругу у балках для кріплення крюка

Напруга розтягування в перетині |-|

Сила що діє на лист А

$$P_a = \frac{(Q_{гр} + G_{кр})\delta_1}{2(\delta_1 + \delta_2)} = \frac{(160000 + 5560)2,2}{2(2,2 + 3)} = 350,2 \text{ кН}$$

Сила що діє на лист В

$$P_6 = \frac{(Q_{гр} + G_{кр})\delta_2}{2(\delta_1 + \delta_2)} = \frac{(160000 + 5560)3}{2(2,2 + 3)} = 477,6 \text{ кН}$$

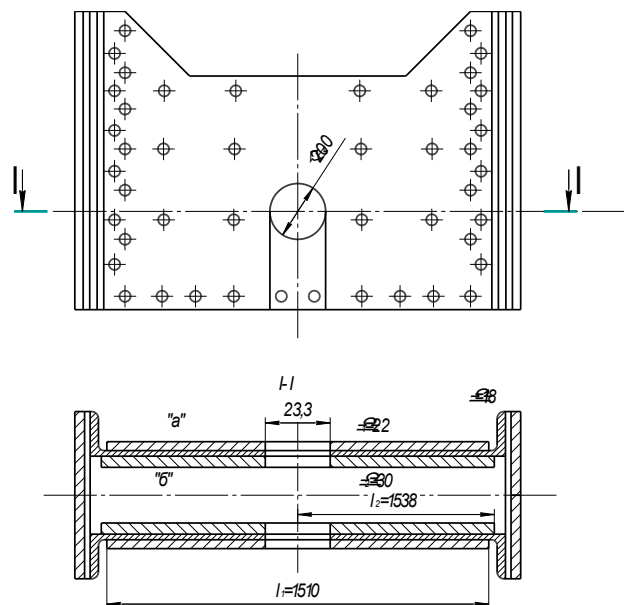


Рисунок 1.21- Схема з'єднання

Напруження у стінці А

$$\sigma_a = \frac{P_a \cdot 18}{26 \cdot \delta_1(l_1 - d)} = \frac{35022 \cdot 18}{26 \cdot 2,2(151 - 20)} = 8,41 \text{ МПа}$$

Напруження у стінці В

$$\sigma_b = \frac{P_b \cdot 18}{26 \cdot \delta_2(l_2 - d)} = \frac{47758 \cdot 18}{26 \cdot 3(153,8 - 20)} = 8,24 \text{ МПа}$$

Де 26- кількість заклепок що сполучають листи А і Б з кутниками;

18- кількість заклепок розташованих вище за перетин |-|

Розрахунок на зріз перетину ||-||

$$\sigma_{ср} = \frac{(Q_{гр} + G_{кр})}{2 \cdot 2 \left(h - \frac{d}{2}\right) (\delta_1 + \delta_2)} = \frac{160 + 55,6}{2 \cdot 2(35 - 10) \cdot (2,2 + 3) \cdot 10^{-4}} = 31,9 \text{ МПа}$$

Розрахунок заклепок, що сполучають балку для кріплення крюка з основними листами траверси[13]

Все навантаження $(Q_{гр} + G_{кр})$ передається на 52 заклепки, що кріплять листи до кутників

Знайдемо навантаження розподілене на 52 заклепки

$$\frac{Q_{гр} + G_{кр}}{52} = \frac{160 + 55,6}{52} = 31,9 \text{ кН}$$

Знайдемо навантаження сприймане однією заклепкою

Діаметр заклепки $d_3 = 22 \text{ мм}$

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{гр}} + G_{\text{кр}}}{2 \cdot 52 \cdot \frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{3190}{2 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,2^2}{4}} = 42 \text{ МПа}$$

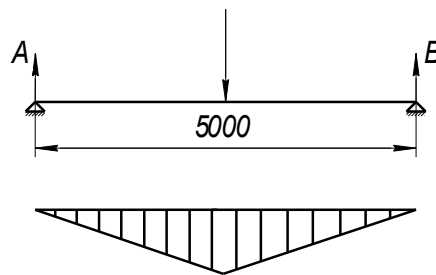
Кількість зрізів – 2

Напруга зминання в кутнику і підтримуючих листах:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{Q_{\text{гр}} + G_{\text{кр}}}{52 \cdot \delta \cdot d_3} = \frac{3190}{1,8 \cdot 2,2} = 80,7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{Q_{\text{гр}} + G_{\text{кр}}}{52 \cdot (\delta_1 + \delta_2) \cdot d_3} = \frac{3190}{5,2 \cdot 2,2} = 27,9 \text{ МПа}$$

Розрахунок балки на кріплення крюка



$$P = 827,8 \text{ кН}$$

Рисунок 1.22 Розрахункова схема балки

$$M_{\text{max}} = \frac{P \cdot l}{4} = \frac{82780 \cdot 143,4}{4} = 297000 \text{ Нм}$$

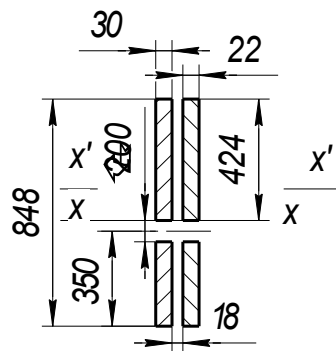


Рисунок 1.23-Перетин під навантаженням

Центр тяжіння перетину відносно X - X:

$$y_{ц.м.} = \frac{-20 \cdot (3 + 2,2) \cdot 7,4}{84,8 \cdot (3 + 2,2) - 20 \cdot (3 + 2,2)} = -2,28 \text{ см}$$

Момент інерції перетину відносно X¹- X¹

$$I_{x^1-x^1} = \frac{5,2 \cdot 39,8^3}{12} + 5,2 \cdot 39,8 \cdot 20,22^2 + \frac{5,2 \cdot 25^3}{12} + 5,2 \cdot 25 \cdot 32,18^2 = 27300 + 84600 + 6770 + 134600 = 253270 \text{ см}^4$$

Момент опору

$$W_{\min} = \frac{253270}{42,4 + 2,28} = 5670 \text{ см}^3;$$

Напруження

$$\sigma = \frac{2970000}{5670} = 52,4 \text{ МПа} < [\sigma] = 180 \text{ МПа}$$

напруга, що допускається, при згині для ст. М 18а $[\sigma] = 180 \text{ МПа}$ [1]

Розрахунок щековини траверси

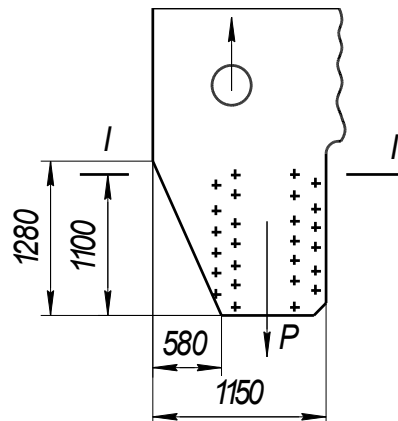


Рисунок 1.24-Схема щековини (матеріал ст. М 18а)

Товщина щековини $\delta = 2,5$ см.

Допускні напруження для ст. М18а при розтягуванні $[\sigma] = 180$ МПа [1] (Под редакцией А.И. Дукельского, Справочник по кранам, том 1, 1961г., стр. 79).

Перетин I – I розтягується силою Р рівній половині ваги вантажу і ваги крюка:
Знайдемо розтягуючу силу Р:

$$P = \frac{G_{ep}}{2} + \frac{G_{kp}}{2} = \frac{1600}{2} + \frac{55,6}{2} = 827,8 \text{ кН};$$

$F_{I-I} = (115 - 7,7) * 2,5 = 268 \text{ см}^2$ – площа перетину I – I;

$$\sigma_{I-I} = \frac{827,8}{26,8} = 31 \text{ МПа} < [\sigma] = 180 \text{ МПа}.$$

Перевірка заклепок

Сила, що сприймається однією заклепкою:

$$P_3 = \frac{P}{26} = \frac{827,8}{26} = 31,9 \text{ кН}$$

Для двохзрізних заклепок напруга зрізу:

$$\sigma_{cp} = \frac{P_3}{2 * \frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{31,9}{2 * \frac{3,14 * 2,2^2}{4}} = 42 \text{ МПа} < [\sigma] = 136 \text{ МПа}$$

Напруга зрізу, що допускається, для заклепок із ст. 3 при матеріалі конструкції ст. М 18а.

$$[\sigma]_{cp} = 0,8[\sigma] = 0,8 * 180 = 136 \text{ МПа}$$

Перевірка кутника

На зминання перевіряємо тільки кутник, оскільки його товщина менше товщини щоківини[15].

Знайдемо напруження у кутнику

$$\sigma_{cv} = \frac{P_3}{\delta \cdot d}$$

Де $\delta = 0,18$ м – товщина кутника;

$d = 0,22$ м – діаметр заклепки;

$$\sigma_{cm} = \frac{31,9}{0,22 * 0,18} = 80,5 \text{ МПа} < 125 \text{ МПа}$$

Допускна напруга на зминання для ст.М18а $[\sigma]_{cm} = 125$ МПа

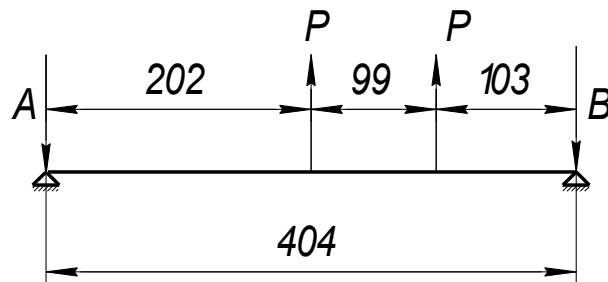


Рисунок 1.25- Розрахункова схема кутника

Рахуємо перший проліт як статистично визначену балку

Знайдемо суму опор

$$A + B = 2P$$

Знайдемо суму моментів відносно точки A

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = 20,2 \cdot P + (20,2 + 9,9)P - 40,4 \cdot B = 0$$

Знайдемо реакцію опори В

$$B = \frac{50,3 \cdot P}{40,4} = 1,245P$$

Знайдемо реакцію опори А

$$A = 2P - B = 2P - 1,245P = 0,755P,$$

Де $G_{тр} = 262,5$ кН – вага траверси.

P - зусилля, яке доводиться на один блок

$$P = \frac{Q_{zp} + G_{mp}}{n} = \frac{3200 + 26,5}{20} = 161,3 \text{ кН}$$

$$M_{n-1} \cdot l_n + 2M_n(l_n + l_{n+1}) + M_{n+1} \cdot l_{n+1} = -6 \left[\frac{W_n \cdot a_n}{l_n} + \frac{W_{n+1} \cdot b_{n+1}}{l_{n+1}} \right],$$

Де M_n – згинаючий момент на n опорі, l_n – довжина n -го прольоту, W_n – площа епюри згибаючих моментів на n – ом прольоті основної системи;

a_n – відстань центру тяжіння епюри згибаючих моментів осн. сист. на n -ом прольоті від лівої опори;

b_{n+1} – відстань центру тяжіння епюри згибаючих моментів осн. сист. на $n+1$ прольоті від правої опори.

Для нашого випадку рівняння трьох моментів мають вигляд:

$$\begin{cases} 1) 2M_1(l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 = -6 \left[\frac{-W_1 a_1}{l_1} + \frac{-W_2 b_2}{l_2} \right] \\ 2) M_1 l_2 + 2M_2(l_2 + l_3) + M_3 \cdot l_3 = -6 \left[\frac{-W_2 a_2}{l_2} + \frac{-W_3 b_3}{l_3} \right] \\ 3) M_2 l_3 + 2M_3(l_3 + l_4) = -6 \left[\frac{-W_3 a_3}{l_3} + \frac{-W_4 b_4}{l_4} \right] \end{cases}$$

На крайніх опорах $M_0 = M_4 = 0$

$$l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l$$

$$\begin{cases} 1) 4M_1 l^2 + M_2 l^2 = +6(W_1 a_1 + W_2 b_2) \\ 2) M_1 l^2 + 4M_2 l^2 + M_3 l^2 = +6(W_2 a_2 + W_3 b_3) \\ 3) M_2 l^2 + 4M_3 l^2 = +6(W_3 a_3 + W_4 b_4) \end{cases}$$

Визначимо відстань ц.т. епюри згинаючих моментів на першому прольоті від опори О

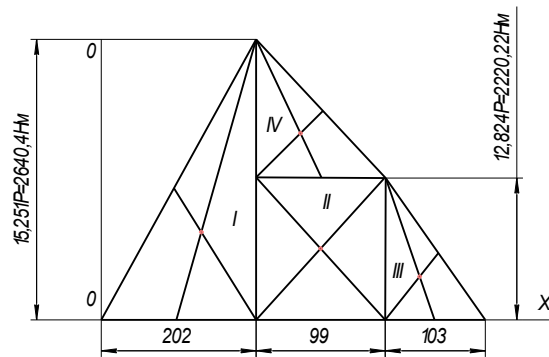


Рисунок 1.25- Схема центру тяжіння

$$X_{ц.т} = 21,6 \text{ см}$$

$$W_1 = W_4 = 6216224; \quad W_2 = W_3 = 8899750 \text{ см}^2$$

$$\begin{cases} 1) 4M_1 \cdot 40,4^2 + M_2 \cdot 40,4^2 = +6(6216224 \cdot 21,6 + 8899750 \cdot 20,2) \\ 2) M_1 \cdot 40,4^2 + 4M_2 \cdot 40,4^2 + M_3 \cdot 40,4^2 = +6(8899750 \cdot 20,2 + 8899750 \cdot 20,2) \\ 3) M_2 \cdot 40,4^2 + 4M_3 \cdot 40,4^2 = +6(8899750 \cdot 20,2 + 6216224 \cdot 21,6) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 1) 4M_1 \cdot 1632 + M_2 \cdot 1632 = +6(1343 \cdot 10^5 + 1798 \cdot 10^5) \\ 2) M_1 \cdot 1632 + 4M_2 \cdot 1632 + M_3 \cdot 1632 = +6(1798 \cdot 10^5 + 1798 \cdot 10^5) \\ 3) M_2 \cdot 1632 + 4M_3 \cdot 1632 = +6(1798 \cdot 10^5 + 1343 \cdot 10^5) \end{cases}$$

$$\begin{cases} 1) 4M_1 + M_2 = +1154 \cdot 10^3 \\ 2) M_1 + 4M_2 + M_3 = +132 \cdot 10^3 \\ 3) M_2 + 4M_3 = +1154 \cdot 10^3 \end{cases}$$

Вирішуючи ці три рівняння, отримуємо:

$$M_1 = +2355 \text{ Нм}$$

$$M_2 = +2123 \text{ Нм}$$

$$M_3 = +2355 \text{ Нм}$$

Визначимо напруження, що виникає на опорах 1, 2, 3.

$$\sigma = \frac{M}{W}; \quad W = 0,1d^3;$$

$$W = 0,1 * 14^3 = 274,4 \text{ см}^3$$

Знайдемо напруження першої опори

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W} = \frac{2355}{27,44} = 85,8 \text{ МПа}$$

Знайдемо напруження другої опори

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{W} = \frac{2123}{27,44} = 77,5 \text{ МПа}$$

Напруження в точці а та д

$$\sigma_a = \sigma_d = \frac{Ma}{W} = \frac{1462,9}{27,44} = 53,5 \text{ МПа}$$

Напруження в точці б та с

$$\sigma_b = \sigma_c = \frac{Mb}{W} = \frac{1292,9}{27,44} = 47,1 \text{ МПа}$$

Знайдемо момент у точці а та д

$$M_a = 264040 - \frac{2355 * 10^2}{2} = 1462,9 \text{ Нм}; M_a = M_d$$

Знайдемо момент у точці б та с

$$M_b = 353185 - \frac{2355 * 10^2 + 2123 * 10^2}{2} = 1292,9 \text{ Нм}; M_b = M_c$$

Для визначення напруги зминання в листах нижніх блоків поліспаста, що підтримують вісь, визначаємо реакції, які виникають в опорах нижньої осі блоків

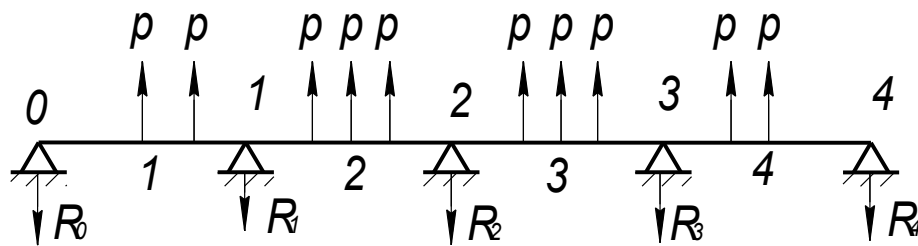


Рисунок 1.26- Схема напруження згину у листах

Опорні реакції кожного прольоту визначаються окремо по формулі:

$$R_{n-1}^n = A_n^0 - \frac{Mn-1}{\ln} + \frac{Mn}{\ln}$$

$$R_n^n = B_n^0 + \frac{Mn-1}{\ln} - \frac{Mn}{\ln}$$

Щоб знайти повні реакції кожної проміжної опори нерозрізної балки, треба підсумовувати реакції суміжних прольотів.

Повна реакція для n-ої опори

$$R_n = R_n^n + R_n^{n+1}$$

(Індекси у букви R означають:

Верхній – номер прольоту, нижній, – номер опори)

Де A_n^0 і B_n^0 – опорні реакції в основній балці від зовнішнього навантаження

l_n – довжина n-го прольоту балки

M_n – згибаючий опорний момент

$$R_{0}^1 = A_n^0 - \frac{M_0}{l_1} + \frac{M_1}{l_1}$$

$$R_{1}^1 = B_n^0 + \frac{M_0}{l_1} - \frac{M_1}{l_1}$$

$$R_{0}^1 = A_n^0 - \frac{M_1}{l_2} + \frac{M_2}{l_2}$$

$$R_{1}^1 = B_n^0 + \frac{M_1}{l_2} - \frac{M_2}{l_2}$$

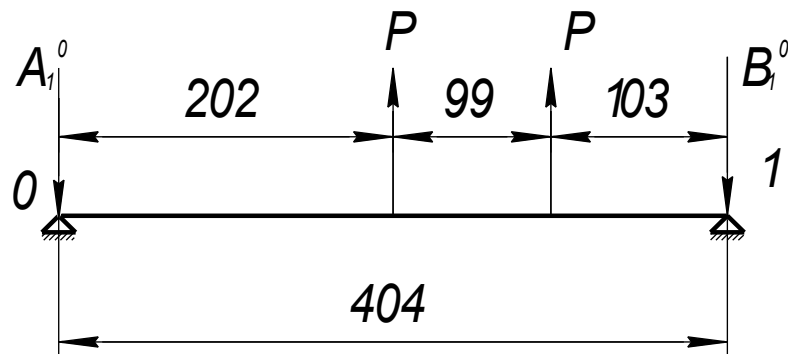


Рисунок 1.27- Розрахункова прольотних реакцій

$$A_1^0 = \frac{P * 20,2 + P * 10,3}{40,4} = \frac{P * 30,5}{40,4} = \frac{173,13 * 30,5}{40,4} = 131 \text{ кН}$$

$$B_1^0 = 2P - A_1^0 = 2 * 173,13 - 131 \approx 215,26 \text{ кН}$$

$$R_0^1 = 131 + \frac{2355}{40,4} \approx 131 + 58,4 = 189,4 \text{ кН}$$

$$R_1^1 = 215,26 - \frac{2355}{40,4} \approx 215,26 - 58,4 = 156,86 \text{ кН}$$

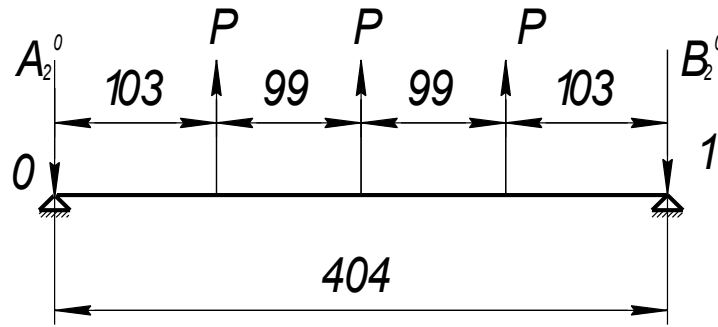


Рисунок 1.28- Розрахункова схема повних реакцій

$$A_2^0 = B_2^0 = \frac{3 \cdot P}{2} = \frac{3 \cdot 173,13}{2} \approx 260 \text{ кН}$$

$$R_1^2 = 260 - \frac{2355}{40,4} + \frac{2123}{40,4} \approx 260 - 58,4 + 52,6 = 254,2 \text{ кН}$$

$$R_2^2 = 260 + 58,4 - 52,6 = 265,8 \text{ кН}$$

$$R_0 = R_0^1 = 189,4 \text{ кН}$$

$$R_1 = R_1^1 + R_1^2 \approx 156,86 + 254,2 = 411 \text{ кН}$$

$$R_2 = R_2^2 + R_2^3 = 2 R_2^2 \approx 2 \cdot 265,8 \approx 531,6 \text{ кН}$$

Перевіряємо листи на зминання в опорі 2.

$$\sigma_{см} = \frac{R_2}{d \cdot b} = \frac{531600}{140 \cdot 60} \approx 63,3 \text{ МПа}$$

Перевіряємо вісь на витривалість.

$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$ – найменша величина запасу витривалості, що допускається, где $K_1 = 1,5$ коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності деталі:

$K_2 = 1,3$ коефіцієнт, що враховує різницю між розрахунковими та дійсними навантаженнями і напругою;

$K_3 = 1,5$ коефіцієнт, що враховує надійність матеріалу [3]

$$K = 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1,5 = 2,93$$

При пульсуючих навантаженнях з обліком тільки напруги вигину запас міцності на витривалість $n\sigma \geq K$

$$n\sigma = \frac{2\sigma_{-1}}{\left(\frac{K\sigma}{\varepsilon} + \varphi_{\sigma}\right)\sigma_a}$$

$K\sigma = 1$ - ефективний коефіцієнт концентрації напруги при вигині;

$\varphi_{\sigma} = 0,15$ - коефіцієнт, що враховує вплив асиметрії;

$\varepsilon = 0,54$ – масштабний чинник залежно від діаметру осі;

σ_{-1} – межа витривалості на вигин;

Для зразка зі ст. 40Х ф 140 мм. $\sigma_{-1} = 485$ Мпа

$$n\sigma = \frac{2 \cdot 485}{\left(\frac{1}{0,54} + 0,15\right) \cdot 53,5} = \frac{970}{1,85 \cdot 53,5} = 9,7$$

(перевіряємо на витривалість перетин а – а, так як тут знаходиться отвір для мастила) $n\sigma \geq K_1$; $9,7 > 2,93$, таким чином отримуваний запас витривалості достатній.

Перевіримо запас міцності по опору пластичній деформації.

Найменша величина запасу міцності, що допускається [14]

$$K_s = K_{s1} * K_{s2} * K_{s3},$$

де $K_{s1} = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності деталі;

$K_{s2}=1$ – коефіцієнт, що враховує різницю між розрахунковими і дійсними навантаженнями і напругою;

$K_{s3} = 1$ – коефіцієнт, що враховує ступінь пластичності матеріалу залежить від:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{\varepsilon}} = \frac{592}{880} = 0,673$$

$$K_s = 1,3 \cdot 1 \cdot 1,65 = 2,14; n_s \geq K_s$$

Дійсний запас міцності

$$n_s = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{592}{53,5} = 11; \quad 11 > 2,14$$

1.14.7 Перевірка втулки

$$M_{из} = 3532 \text{ Нм}$$

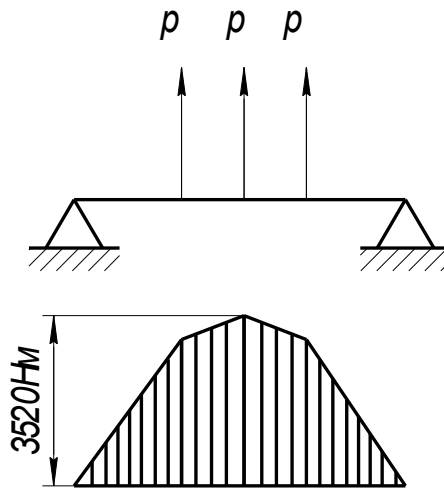


Рисунок 1.30- Розрахункова схема втулки

Знайдемо напруження у втулці

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{3532}{36,2} = 97,6 \text{ МПа}$$

Знайдемо момент опору у втулці

$$W = \frac{\pi}{4} \left(R^3 - \frac{r^4}{R} \right) = 3,14 / 4 \left(9^3 - \frac{7^4}{9} \right) = 362 \text{ см}^3$$

Визначуваний термін служби підшипника № 3536 радіально – сферичного дворядного по формулі $C_{тр} = Q(n \cdot h)^{0,3}$, где

Q – приведена (умовна) навантаження;

n – число обертів в хв;

h – термін служби в годинах;

$C_{тр}$ – необхідний коефіцієнт працездатності

Для роликотпідшипників з циліндровими роликами

$Q = R_{Кк} \cdot K_{\sigma} \cdot K_m$, где

$K_k = 1,1$ – кінематичний коефіцієнт

$K_{\sigma} = 1,2$ – динамічний коефіцієнт

$K_m = 1,05$ – температурний коефіцієнт

Максимальні оберти підшипника

$$n = \frac{V_{\text{зр}} \cdot a}{\pi D} = 8,22 \text{ об / мин.}$$

$V_{\text{зр}} = 2,4$ м/хв – швидкість підйому вантажу

$A = 10$ – кратність полиспаста

$D = 0,93M$ = діаметр блоку + діаметр каната; $R = 173$ кН.

Коефіцієнт працездатності вибраного підшипника $C = 11600$ (по каталогу)

Повинно бути $C \geq C_{тр}$.

Для механізмів кранів з важким режимом роботи $h = 8000$ годин

Для $h = 8000$ годин вводимо поправочний коефіцієнт $K_d = 1,2$

$Q = 173 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,05 \cdot 1,2 \approx 288$ кН

$Q(n \cdot h)^{0,3} = 288(10 \cdot 8000)^{0,3} = 288 \cdot 29,5 = 8500$

$11600 > 8500$

Перевірка листів під опорою

Матеріал ст. М18а.

Опора 2 сприймає навантаження

$$R_2 = 531,6 \text{ кН}$$

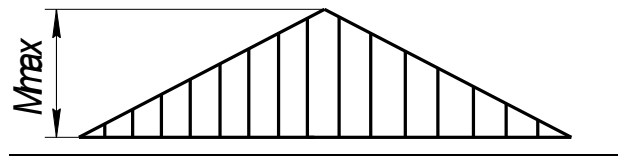
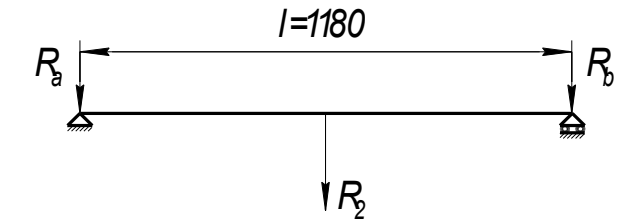


Рисунок 1.31-Розрахункова схема

$$M_{\max} = \frac{R_2 \cdot l}{4} = \frac{531,6 \cdot 1180}{4} = 157000 \text{ Нм}$$

Момент опору перетину листа під навантаженням:

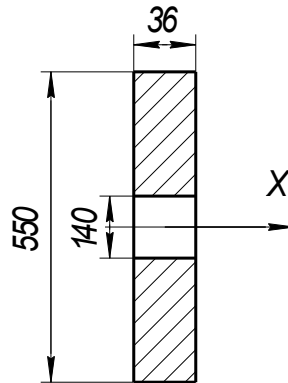


Рисунок 1.32 Перетин листа під навантаженням

Знайдемо момент опору листа

$$W = \frac{3,6(55^3 - 14^3)}{12 \cdot 27,5} = \frac{3,6(166400 - 2740)}{330} = 1785 \text{ см}^3$$

Знайдемо напруження у листі

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{15700}{178,5} = 88 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\max} < [\sigma] = 180 \text{ МПа}$$

Напруга, що допускається, при вигині для ст. М18а $[\sigma] = 180 \text{ МПа}$ [2]

Перевірка швів на зріз [13]

$$R_A = R_B = 265,8 \text{ кН}$$

Таке навантаження сприймають два шви довжиною $l = 0,8 \text{ м}$, катет швів $h = 0,02 \text{ м}$.

Площа зрізу:

$$S = 2 \cdot 80 \cdot 0,7 \cdot 2 = 224 \text{ см}^2$$

Напруга зрізу:

$$\sigma = \frac{R_A}{S} = \frac{265,8}{22,4} = 11,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma < 0,6[\sigma] = 0,6 \cdot 180 = 108 \text{ МПа.}$$

Вважаємо, що шви створюють жорстке затискання листів.

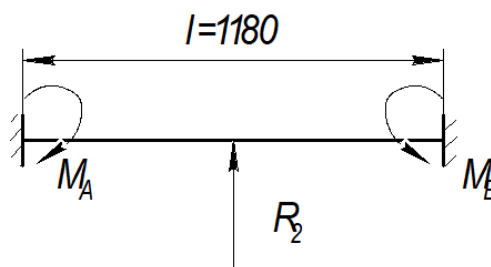


Рисунок 1.33-Розрахункова схема швів

Моменти в затисканнях:

$$M_A = M_B = \frac{R_2 \cdot l}{8} = \frac{5316 \cdot 118}{8} = 78500 \text{ Нм}$$

Вважаємо, що моменти в заміщеннях сприймаються швами.

Момент опору шва

$$W = \frac{2 \cdot h \cdot l^2}{6} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 80^2}{6} = 4260 \text{ см}^3$$

$$\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{7850}{426} = 18,4 \text{ МПа}$$

$$\sigma < 0,8[\sigma] = 0,8 \cdot 180 = 144 \text{ МПа}$$

Розрахунок бічних листів траверси

Напруга, що допускається, для ст. М18а при вигині $\sigma = 180 \text{ МПа}$

Для спрощення розрахунку відстань між силами беремо 400 мм

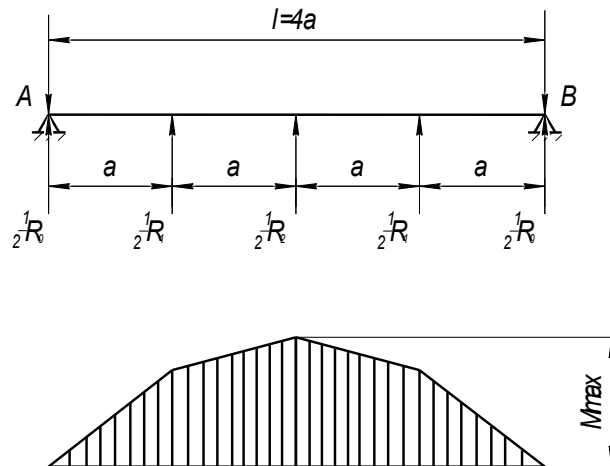


Рисунок 1.34- Розрахункова схема бічних листів

$$M_{\max} = (43313 - 9470) \cdot 80 - 20553 \cdot 40 = 27100 - 8220 = 188800 \text{ Нм};$$

Момент опору в цьому перетині:

$$W = \frac{2,5 \cdot 80^2}{6} = 2660 \text{ см}^3;$$

Напруження у цьому перерізі

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{188800}{2660} = 71 \text{ МПа} < 180 \text{ МПа}$$

Розрахунок швів кріплення бічних листів до щоківин

Вважаємо, що шви створюють жорстке затискання бічних листів і що згинаючі моменти, які виникають в затисканні, сприймаються тільки швами, катет шва $K = 20$ мм.

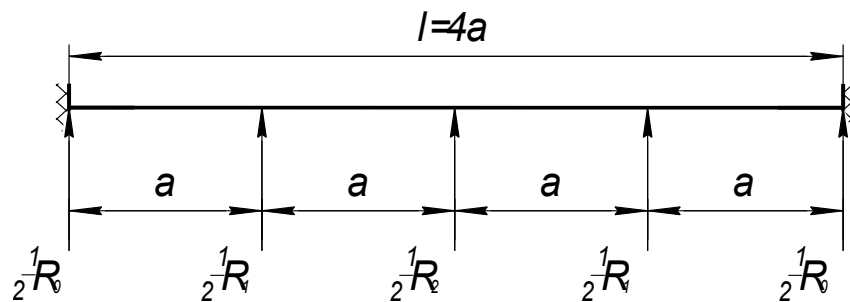


Рисунок 1.35 - Розрахункова схема щоківин

Момент в затисканні:

$$M = \frac{R_2}{2} \cdot \frac{4a}{8} + \frac{R_1}{2} \cdot \frac{a \cdot (3a)^2}{(4a)^2} + \frac{R_1}{2} \cdot \frac{a^2 \cdot 3a}{(4a)^2}$$

$$M = \frac{R_2 \cdot a}{4} + \frac{3}{8} R_1 a = \frac{531,6 \cdot 0,4}{4} + \frac{3}{8} \cdot 411 \cdot 0,4 = 114760 \text{ Нм}$$

Момент опору швів в затисканні:

$$W = \frac{2 \cdot 2 \cdot 80^2 \cdot 0,7}{6} = 3000 \text{ см}^3;$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1147600}{3000} = 38,3 \text{ МПа} < [\sigma_{сб}] = 76,5 \text{ МПа}$$

Шви сприймають навантаження:

$$P = \frac{G_{cp}}{2} + \frac{G_{кр}}{2} = \frac{160000}{2} + \frac{5560}{2} = 827,8 \text{ кН};$$

Площа зрізу швів:

$$F_{cp} = 4 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 80 = 448 \text{ см}^2;$$

$$\sigma_{cp} = \frac{P}{F_{cp}} = 10 \frac{827,8}{448} = 18,5 \text{ МПа}.$$

Перевірка швів кріплення щоківини до вертикальних листів траверси

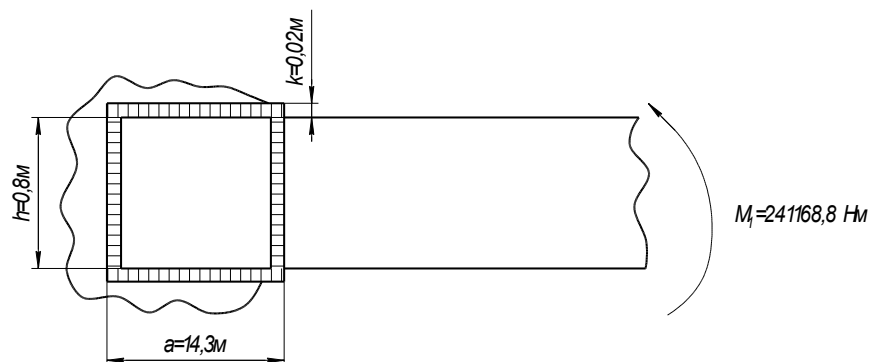


Рисунок 1.36- Розрахункова схема кріплення щоківини

Вважаємо, що ці шви сприймають момент, рівний половині моменту $M = 482338 \text{ Нм}$

Напруга, що виникає в швах, визначається по формулі:

$$\tau = \frac{M_1}{0,7ka(h+k) + 2 \cdot \frac{0,7r \cdot h^2}{6}}$$

$$\tau = \frac{241169}{0,7 \cdot 14,3(0,8 + 0,02) + 2 \cdot \frac{0,7 \cdot 1 \cdot 80^2}{6}} = 25,2 \text{ МПа}$$

Допускні напруження, для швів $[\sigma_{\text{св}}] = 0,6[\sigma] = 0,6 * 180 = 108 \text{ МПа}$,

Де $[\sigma] = 180 \text{ МПа}$ – допускне напруження, для основного матеріалу

2 МЕХАНІЗМ РУХУ ГОЛОВНОГО ВІЗКА

2.1 Вихідні данні

Перевірний розрахунок розливного крана вантажопідйомністю 320т виконується у зв'язку з збільшенням мартенівських печей.

Вага візка з обладнанням..... $Q=110,6\text{т}$;

Максимальна вага вантажу..... $Q_{\text{вант}}=320\text{т}$;

Швидкість пересування візка..... $V=0,41\text{ м/с}$

Число ходових коліс.....8 шт.

Число ведучих коліс.....2 шт.

Двигун КПД 220\615; ПВ=25%% Потужністю $N=33,5\text{ Кв}$; кількість обертів $n=805\text{ об/хв}$.

2.2 Тиск на осі балансира від ваги привода

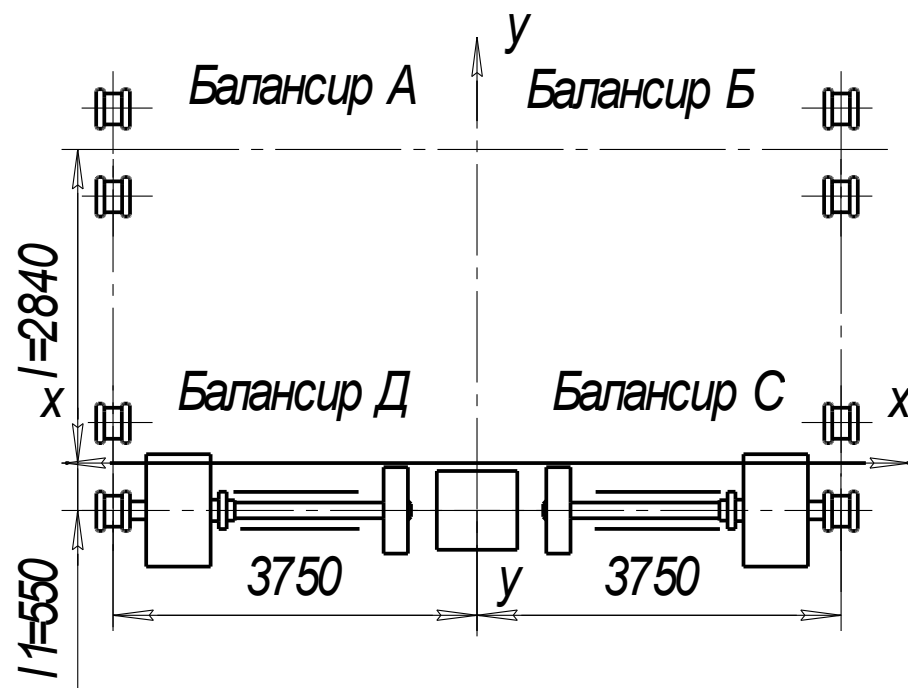


Рисунок 2.1 Схема механізму пересування візка

Таблиця 2.1 Розподілення ваги механізмів

№	Вузол	Відстань від осі, м	об означення	Вага, кН	
				1 шт.	Маса механізму
1	Балансир ведучий	0	Q_c, Q_d	34,28	68,56
2	Балансир водомий	0,284	Q_p, Q_B	33,91	67,82
3	Ось балансиру	0,284	Q_0	102	2,04
4	Привід механізму	0,055	G_{np}	-	42,61
5	загальна				183,07

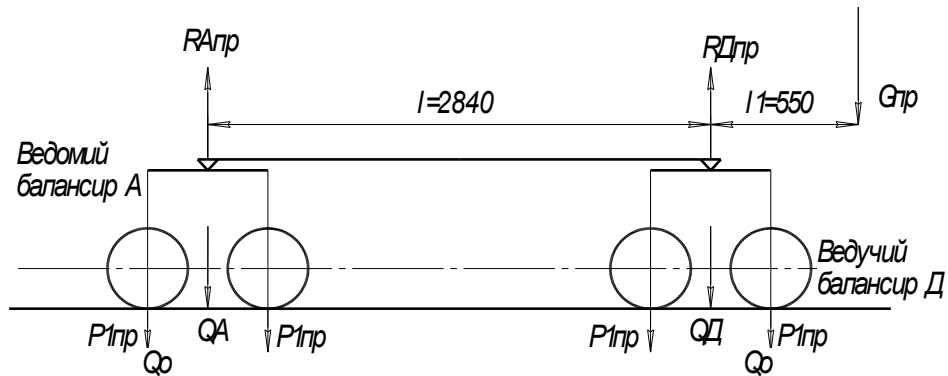


Рисунок 2.2- Розрахункова схема тиску від ваги привода

Знайдемо приведену реакцію балансира А

$$R_{AIP} = \frac{G_{IP} \cdot l_1}{2 \cdot l} = \frac{42,61 \cdot 0,55}{2 \cdot 2,84} = 41\,250\,H \quad (2.1)$$

Знайдемо приведену реакцію балансира Д

$$R_{DIP} = \frac{G_{IP} \cdot (l + l_1)}{2 \cdot l} = \frac{42,61 \cdot (0,55 + 2,84)}{2 \cdot 2,84} = 25\,430\,H \quad (2.2)$$

Склавши рівняння рівноваги, визначимо тиск на ходові колеса.

Ведомий балансир «А»(«В»)

$$P_{1ПР} = \frac{1}{2} \cdot (QA + Qo - RA_{ПР}) = \frac{1}{2} \cdot (33,91 + 1 - 4,12) = 15\,400\,H \quad (2.3)$$

Ведучий балансир «Д»(«С»)

$$P_{2ПР} = \frac{1}{2} \cdot (Q\partial + Qo + RD_{ПР}) = \frac{1}{2} \cdot (34,28 + 1,02 + 25,43) = 30\,360\,кН(2.4)$$

2.3 Визначення тиску від механізму підйому

Таблица 2.2 Розподілення ваги механізму підйому

	Вузол	об означення	Відстань від осі,м	Маса механізму	Момент, мПа відносно осі Х-Х
1	Барабан	Q_1	0,132	105,1	138700
2	Зубчастий венець	Q_2	0,251	34,9	87600
3	Редуктор	Q_3	0,31	120,37	373800
4	Канат	Q_4	0,132	33,6	44400
5	Блок підшипник	Q_5	0,142	25	35650
6	Обойма блоків	Q_6	0,132	82	108390
7	Обмежувач підйому	Q_7	0,132	5	7180
8	Гальма	Q_8	0,045	15,36	7000
9	Гальма	Q_9	0,244	18,44	45200
10	двигун	Q_{10}	0,147	7228	107000

Продовження таблиці 2.2

11	траверса	Q_0	0,132	222,6	294000
12	кожух	Q_{12}	0,251	2	5020
13	Система змащення	Q_{13}	0,132	2,6	3550
Загальна					1255650

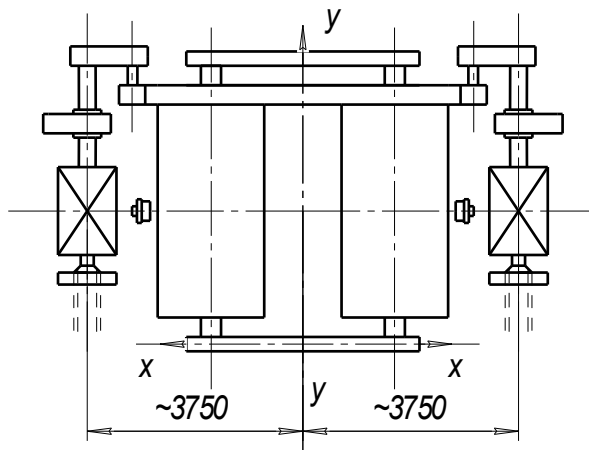


Рисунок 2.3- Загальний вигляд механізму підйому

Ось симетрії механізму Y-Y відстань центра ваги механізму від осі X-X

$$l_{ЦВ} = \frac{\sum M_i}{QM} = \frac{1255650}{7386175} = 0,17 \text{ м} \quad (2.5)$$

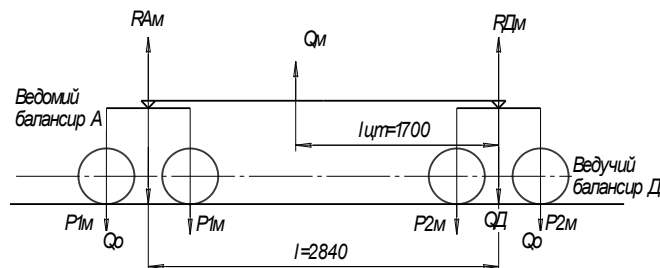


Рисунок 2.4 Тиск на осі балансирів від маси механізму підйому

$$R_{AM} = \frac{Q_M \cdot l_{цм}}{2 \cdot l} = \frac{73\,986 \cdot 1,7}{2 \cdot 2,84} = 22\,100 \text{ Н} \quad (2.6)$$

$$R_{DM} = \frac{Q_M \cdot (l - l_{um})}{2 \cdot l} = \frac{73\,9860 \cdot (2,84 - 1,7)}{2 \cdot 2,84} = 14\,825\,H \quad (2.7)$$

Отже визначимо тиск на ходові колеса від маси механізму підйому.
Ведомий балансір «А» («В»)

$$P_{1M} = \frac{1}{2} \cdot R_{AM} = \frac{1}{2} \cdot 22\,100 = 11\,500\,H \quad (2.8)$$

Ведучий балансір «Д» («С»)

$$P_{1M} = \frac{1}{2} \cdot R_{DM} = \frac{1}{2} \cdot 148,25 = 74\,120\,H \quad (2.9)$$

2.4 Тиск на ходові колеса від ваги вантажу

Максимальна $Q_{гр}=320\,т$

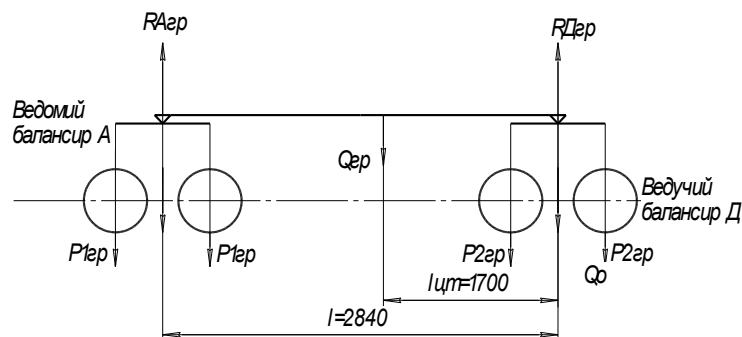


Рисунок 2.4 Тиск від ваги вантажу

Визначимо реакцію балансира А

$$R_{АГР} = \frac{Q_{гр} \cdot l_1}{2 \cdot l} = \frac{320 \cdot 1,32}{2 \cdot 2,84} = 74\,400\,H \quad (2.10)$$

Визначимо реакцію балансира Д

$$R_{ДГР} = \frac{Q_m \cdot (l - l_1)}{2 \cdot l} = \frac{320 \cdot (2,84 - 1,32)}{2 \cdot 2,84} = 85\,700\,H \quad (2.11)$$

Отже визначимо тиск на ходові колеса від механізму підйому.

Ведомий балансир «А» («В»)

$$P_{1\phi} = \frac{1}{2} \cdot R_{АГР} = \frac{1}{2} \cdot 744 = 37\,200\,H \quad (2.12)$$

Ведучий балансир «Д» («С»)

$$P_{2\phi} = \frac{1}{2} \cdot R_{ДГР} = \frac{1}{2} \cdot 85\,700 = 42\,850\,H \quad (2.13)$$

2.5 Тиск на ходові колеса від власної ваги рами

Таблиця 2.2- Розподілення ваги рами

	Вузол	позначення	Відстань від осі,м	Маса механізму,т	Момент, мПа відносно осі Х-Х
1	Бокова частина	П ₁	0,142	7,2	102000
2	Біля редукторна	П ₂	0,375	0,68	25500
3	Біля механізму пересування	П ₃	-0,065	1,35	-8780
4	Балка №1	Б ₁	0,284	3,46	98400
5	Балка №2	Б ₂	0	3,7	0
6	Балка №3	Б ₃	0,328	0,870	28600
7	Балка №4	Б ₄	0,221	0,177	3920
	Загальна			17,43	249640

Відстань до центра тяжіння до осі х-х

$$l_{ЦВ} = \frac{\sum M_i}{QM} = \frac{249640}{17,43} = 0,143 \text{ м} \quad (2.14)$$

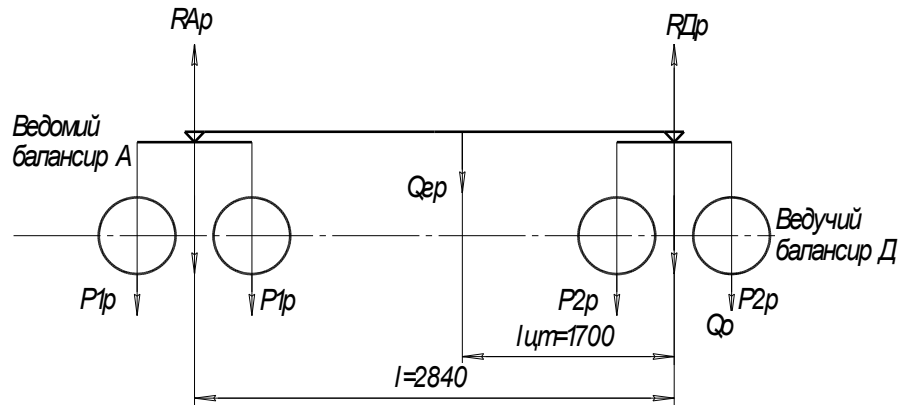


Рисунок 1.5- Тиск на раму

Визначимо реакцію балансира А

$$R_{AP} = \frac{Q_{\text{в}} \cdot l_1}{2 \cdot l} = \frac{174\,300 \cdot 1,432}{2 \cdot 2,84} = 43\,900 \text{ кН} \quad (2.15)$$

Визначимо реакцію балансира Д

$$R_{ДP} = \frac{Q_{\text{м}} \cdot (l - l_{\text{ц.в.}})}{2 \cdot l} = \frac{174\,300 \cdot (2,84 - 1,32)}{2 \cdot 2,84} = 43\,250 \text{ кН} \quad (2.16)$$

Отже визначимо тиск на ходові колеса від рами.

Ведомий балансир «А» («В»)

$$P_{1p} = \frac{1}{2} \cdot R_{AP} = \frac{1}{2} \cdot 43,9 = 21,9 \text{ кН} \quad (2.17)$$

Ведучий балансир «Д» («С»)

$$P_{2p} = \frac{1}{2} \cdot R_{ДP} = \frac{1}{2} \cdot 43,25 = 21,62 \text{ кН} \quad (2.18)$$

2.6 Сумарний тиск на ходові колеса

1. Візок з вантажем

а) Ведомий балансир «А» («В»)

$$P_{1max} = P_{1IP} + P_{1M} + P_{1\epsilon} + P_{1p} \quad (2.19)$$

$$P_{1max} = 15,4 + 110,5 + 372 + 21,9 = 519,8 \text{ кН}$$

б) Ведучий балансир «Д» («С»)

$$P_{2max} = P_{2IP} + P_{2M} + P_{2\epsilon} + P_{2p}$$

$$P_{2max} = 30,36 + 74,12 + 428,5 + 21,62 = 554,6 \text{ кН} \quad (2.20)$$

2. Візок без вантажу

а) Ведомий балансир «А» («В»)

$$P_{1min} = P_{1IP} + P_{1M} + P_{1p} = 15,4 + 110,5 + 21,9 = 147,85 \text{ Н} \quad (2.21)$$

б) Ведучий балансир «Д» («С»)

$$P_{2min} = P_{2IP} + P_{2M} + P_{2p} = 30,36 + 74,12 + 21,9 = 126,11 \text{ Н} \quad (2.22)$$

2.7 Визначення опору пересування візка

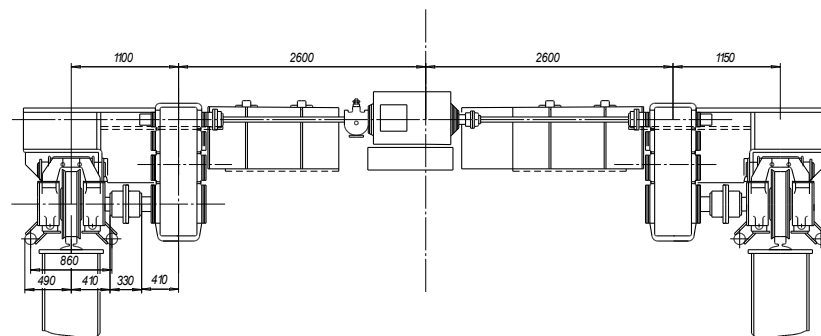


Рисунок 1.6- Схема механізму пересування головного візка

Максимальний опір пересування візка

$$W = W_T + W_i = 49447 + 8812 = 58259 \text{ Н} \quad (2.23)$$

Де W_T - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс кранів без горизонтальних роликів та візків всіх кранів, Н

$$W_{mp} = \frac{10^4(Q + G)}{D} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (2.24)$$

де $Q=32$ т. - номінальна вантажопідйомність, т;

$G=110,6$ т. - маса візка, т;

$\mu=0,006$;

μ - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення

$f=0,015$ м

f - коефіцієнт тертя ковзання,

$d=0,017$ м

d - діаметр цапфи вала колеса, м; я

$K_p = 2,15$

K_p - коефіцієнт тертя реборд з рейками:

$$W_{mp} = \frac{10^4 \cdot (320 + 110,6)}{0,7} \cdot (2 \cdot 0,006 + 0,17 \cdot 0,015) \cdot 2,15 = 49447 \text{ Н} \quad (2.25)$$

Сила інерції при допускному прискоренні

$$W_i = 10^3 \cdot (Q + G_B) \cdot [a] = 10^3 \cdot (320 + 110,6) \cdot 0,2 = 8812 \text{ Н} \quad (2.26)$$

Де $[a] = 0,2 \dots 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ допускне прискорення

2.8 Визначення потужності двигуна, його вибір

Момент при установленому русі візка

$$M'_{cm} = W \cdot R_{\kappa\kappa} = 58\,259 \cdot 0,35 = 20\,400 \text{ Нм} \quad (2.27)$$

Де W - опір руху візка

Момент при установленому русі візка приведений до валу двигуна

$$M_{cm} = M'_{cm} \cdot \frac{1}{\eta_m \cdot i_p} = 20\,400 \cdot \frac{1}{0,91 \cdot 70,5} = 318 \text{ Нм} \quad (2.28)$$

Де M'_{cm} - Момент при установленому русі візка

$\eta_m=0,91$ – КПД зубчастої передачі

$i_p = 70,5$ - передаточне число редуктору

Обираємо двигун серії Д-806 потужністю $N=36$ кВт, кількістю обертів $n=805$ об/хв.

Номінальний момент двигуна

$$M_n = 975 \cdot \frac{N}{n} = 975 \cdot \frac{35}{805} = 412 \text{ Нм} \quad (2.29)$$

Відношення

$$\frac{M_{cm}}{M_n} = \frac{318}{407} = 0,76$$

Швидкість пересування візка

$$V = \frac{n \cdot \pi \cdot D_{\kappa\kappa}}{i_n} = \frac{805 \cdot 3,14 \cdot 0,76}{70,5 \cdot 60} = 0,41 \text{ об\}хв \quad (2.30)$$

2.9 Вибір редуктора

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності P_{CT}

$$U_p = \frac{n_{дв} \cdot \pi \cdot D_k}{60 \cdot V_{дв}} = \frac{805 \cdot 3,14 \cdot 0,7}{60 \cdot 0,45} = 69,4 \quad (2.31)$$

Де $n_{дв} = 805$ об/хв - частота обертання валу двигуна

$i_{зб}$ – передаточне число зубчастої передачі

n_6 – частота обертання барабану

$D_k = 0,7$ - діаметр колеса

$V_{дв} = 0,45$ - швидкість руху візка

Для цього крану був на підприємстві розроблений спеціальний редуктор який має такі характеристики

$U_\phi = 70,5$ - фактичне передаточне число редуктору

Перевіримо фактичну швидкість підйому вантажу

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{дв}}{i_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,7 \cdot 805}{70,5 \cdot 60} = 0,43 \quad (2.32)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = \frac{|V_\pi| - |V_\phi|}{|V_\pi|} \cdot 100\% = \frac{0,45 - 0,43}{0,43} \cdot 100\% = 4,3\% \quad (2.33)$$

2.10 Перевірка двигуна за потужністю

Необхідна потужність двигуна

$$P = \frac{W \cdot 0,416}{10^3 \cdot \eta} = \frac{133 \cdot 0,416}{10^3 \cdot \eta} = 29,8 \text{ кВт} \quad (2.34)$$

Вибраний електродвигун потрібно перевірити по нагріву та часу розгону механізму[5]. Еквівалентна потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{\text{екв}} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P \leq P_{25} \quad (2.35)$$

де $K_{25} = 0,75$ - коефіцієнт приведення потужності для важкого режиму роботи.

$\gamma = 1,25$ – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

Перевірка двигуна за нагріванням:

$$P_{\text{екв}} = 0,75 \cdot 1,25 \cdot 33,5 = 31,4 \leq 34 \quad (2.36)$$

Умова виконується.

2.11 Перевірка на буксування

Візок з вантажем

Сумарний тиск приводних коліс на рейки

$$P_{np} = 2 \cdot P_{2max} = 110,923 \text{ т} \quad (2.37)$$

Сила зчеплення приводних коліс з рейками

$$F_{\text{с max}} = M \cdot P_{np \text{ max}} = 0,15 \cdot 110923 = 166\,000 \text{ Н} \quad (2.38)$$

Де $M = 0,15$ - коефіцієнт зачеплення між рейками і колесами.

Сила опору пересування при установленому русі

$$W = 58\,310\,H$$

Сила інерції візка при початку руху

$$W_j = \frac{Q \cdot V}{g \cdot 60 \cdot t} = \frac{4\,300\,000 \cdot 25}{9,81 \cdot 60 \cdot 3} = 61\,000\,H \quad (2.39)$$

Де $t=3$ СЕК – час прискорення

g - Прискорення вільного падіння

Сила опору руху під час пуску

$$W_n = W + W_j = 61\,000 + 58\,259 = 119\,310\,H \quad (2.40)$$

де W_j – Сила інерції візка при початку руху

W – опір пересування візка

Коефіцієнт запасу зачеплення

$$K_z = \frac{F_{\text{с max}}}{W_n} = \frac{160\,600}{119\,310} = 1,39 \geq 1,1 \quad (2.41)$$

Візок без вантажу

Сумарний тиск приводних коліс на рейки

$$P_{np\,min} = 250\,000\,H$$

Сила зачеплення приводних коліс з рейками

$$P_{\text{с min}} = M \cdot P_{np\,min} = 250\,000 \cdot 0,15 = 37\,500\,H \quad (2.42)$$

Сила опору руху візка без вантажу під час пуску

$$W_n' = W' + W_j = (W + W_j) \cdot \frac{G}{Q_m} \quad (2.43)$$

$$W_n' = (58310 + 61\,000) \cdot \frac{1\,106\,000}{4\,300\,000} = 30\,400\,H$$

$$K_3 = \frac{F_{e\,max}}{W_n} = \frac{37\,500}{30\,400} = 1,25 \geq 1,1 \quad (2.44)$$

2.12 Вибір гальма

Гальмо механізму пересування візка вибирають по гальмовому моменту, який забезпечує допустиме уповільнення при гальмуванні завантаженого крану:

$$T_\Gamma = \frac{I_{3B}^\Gamma \cdot \omega_d}{t_\Gamma} - T_{CT}^e = \frac{38,6 \cdot 94}{6} - 172 = 428 \quad (2.45)$$

де $\omega_d = 94\,c^{-1}$ - кутова швидкість двигуна;

$$t_e = \frac{V}{[a]} = \frac{0,45}{0,2} = 2,2\,c - \text{час гальмування візка з вантажем.}$$

$[a] = 0,1-0,3\,м/с^2$ - допустиме уповільнення під час гальмування візка з умов безпечного переміщення вантажу.

I_{3B}^e - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, $кг \cdot м^2$;

$$I_{3B}^\Gamma = \delta \cdot (I_p + I_M) + (m + Q) \cdot \frac{R_k^2 \cdot \eta}{U_p^2} \quad (2.46)$$

де $\delta \cdot (I_p + I_M)$ - момент інерції обертових мас, $кг \cdot м^2$;

$$\delta = 1,1 \dots 1,2;$$

$I_p = 0,068\,кг \cdot м^2$ - момент інерції ротора двигуна;

$I_M = 0,125\,кг \cdot м^2$ - момент інерції муфти з гальмовим шківом;

$m = 110\,600\,кг$ - маса візка;

$R_k = 0,16\,м$ - радіус колеса;

$U_p = 70,5$ - передаточне число механізму пересування;

$\eta = 0,88$ - загальний ККД.

$$I_{3B}^r = 1,15 \cdot (0,068 + 0,225) + (110 + 320) \cdot 10^3 \cdot \frac{0,7^2 \cdot 0,88}{70,5^2} = 38,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$T_{ст}^z$ - - момент сил опору при пересуванні завантаженого візка з урахуванням того, що коефіцієнт реборд $K_p = 1$.

$$T_{ст}^z = \frac{W_T \cdot R_K}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 0,7}{2 \cdot 70,5 \cdot 0,88} = 172 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.47)$$

$$T_{\Gamma} = \frac{172 \cdot 84}{38} - 1,4 = 386 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3. МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ

3.1 Опір пересування та вибір двигуна

Механізм пересування крана складається з двох однакових трансмісій. Тому проводимо розрахунок тільки одній трансмісії.

Визначимо опір руху крана.

$$W = W_T + W_{ук} \quad (3.1)$$

W_T – опір від тертя при пересуванні крану;

$W_{ук}$ – опір від нахилу підкранового шляху;

$\alpha = 0,001$ – передбачуваний нахил підкранового шляху;

$$W_T = (G_0 + Q) \frac{(2M + df)}{D_{хк}} K_P \quad (3.2)$$

$$W_{ук} = d(G_0 + Q) \quad (3.3)$$

Вага крана з кабіною – 329,630 т. До цієї ваги необхідно додати різницю між вагою старого і нового механізму пересування крана.

Вага старого механізму пересування крана – 50,654 т.

Вага нового механізму пересування крана – 57,991 т.

$$57,991 - 50,654 = 7,337 \text{ т.}$$

Вага крана з новим механізмом пересування крана.

$$32,9630 + 7,337 = 336,967 \text{ т.}$$

Збільшення ваги крана у зв'язку з переробкою механізму підйому близько 2,733 т.

Загальна вага крана з урахуванням збільшення ваги крана від переробки механізму підйому.

$$336,967 + 2,733 = 339,7 \text{ т.}$$

$\mu = 0,08$ – плече тертя кочення сталевго колеса $\varnothing 700$ мм. по опуклій рейці;
 $d=170$ мм.- діаметр підшипників коліс, прийнятий рівним діаметру цапф.

$f=0,015$ - коефіцієнт тертя роликового підшипника сколбження.

$D_{\text{хк}} = 700$ мм.- діаметр ходового колеса.

$K_p = 2,0675$ – коефіцієнт, враховуючий опір тертя реборд ходових колес при відношенні прольоту крана до бази.

$a = \frac{18400}{11000} = 1,675$ при циліндричному ободі колеса і підшипниках кочення в буксах.

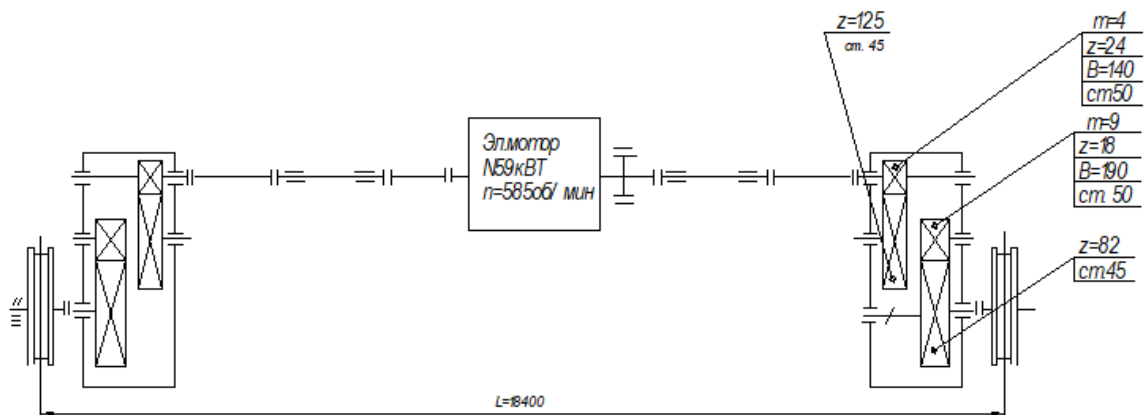


Рисунок 3.1- Схема механізму пересування [8]

Статичний опір пересуванню, подоланне одним механізмом пересування.

$$W^1 = \frac{W}{2} = \frac{87460}{2} = 43730 \text{ Н} \quad (3.4)$$

Момент статичного опору, приведений до валу електродвигуна.

$$M_{\text{ст}} = W^1 \frac{D_{\text{хк}}}{2\eta_n i_n} \quad (3.5)$$

$D_{\text{хк}} = 0,7 \text{ м}$ – діаметр ходового колеса

$$\eta_n = \eta_b \cdot \eta_p^2 \cdot \eta_m^6 = 0,97 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^6 = 0,857 \quad (3.6)$$

$\eta_b = 0,97$ – ккд трансмісійного вала на підшипниках кочення.

$\eta_p = 0,97$ – ккд двухступеневого редуктора на підшипниках кочення с масляной ванной.

$\eta_m = 0,99$ – ккд зубчастої муфти.

$$M_{\text{ст}} = 43730 \frac{0,7}{2 \cdot 0,859 \cdot 23,55} = 758 \text{ Нм}$$

$$i = \frac{Z_n}{Z_3} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{82}{18} \cdot \frac{124}{24} = 23,55 \quad (3.7)$$

Повний статичний опір при русі крана без вантажу.

$$W_0 = W_T^1 + W_{\text{ук}}^1 \quad (3.8)$$

$$W_T^1 = G_0 \frac{2\mu + df}{D_{\text{хк}}} K_P \quad (3.9)$$

$$W_{\text{ук}}^1 = \alpha G_0 \quad (3.10)$$

$$W_{\text{ук}}^1 = 0,001 \cdot 10 \cdot 339700 = 3397 \text{ Н}$$

$$W_0 = 41640 + 3400 = 45040 \text{ Н}$$

Момент статичного опору.

$$M_{\text{ст}}^1 = W_0^1 \frac{D_{\text{хк}}}{2\eta i} = 22520 \times \frac{0,7}{2 \times 0,859 \times 23,55} = 390 \text{ Нм} \quad (3.11)$$

3.2 Перевірка встановленого двигуну

Номінальний момент встановленого електродвигуна

$$\begin{aligned}
 N &= 59 \text{ кВт} ; n = 585 \text{ об/мин} \\
 M_H &= 9750 \frac{N}{n} = 9750 \cdot \frac{59}{585} = 983 \text{ Нм} \\
 M_H &\geq M_{CT} ; 983 \text{ Нм} \geq 758 \text{ Нм}
 \end{aligned}
 \tag{3.12}$$

Визначимо час пуску двигуна при пересуванні крана одним з двох приводних механізмів.

$$t_{\Pi} = \frac{I n}{37.5 M_{uz}} \tag{3.13}$$

$n=490$ об/мин – число обертів двигуна під час пуску згідно характеристики двигуна.

$$M_{uz} = M_{\Pi} - M_{CT} = 1966.6 - 758 = 1208.6 \tag{3.14}$$

M_{Π} – середній пусковий момент прийняті рівним 200% від номінального.

$$M_{\Pi} = 2M_H = 2 \cdot 983 = 1966 \tag{3.15}$$

I – момент інерції визначаємо як суму моментів.

$$\begin{aligned}
 I &= 2 \left(7I_{M_1} + I_{шк} + 4I_{M_2} \frac{1}{i_n^2} + 2I_{K_1} \frac{1}{i_n^2} + 2I_{K_2} \frac{1}{i_0^2} + 2I_{шк} \frac{1}{i_n^2} + I_{дв} + 2I_{с} \right) + \\
 &\quad + \frac{365(Q + G_0)V^2}{n^2 \eta}
 \end{aligned}
 \tag{3.16}$$

$I_{M_1} = 2,5 \text{ кгм}^2$ – момент інерції муфти швидкохідного валу.

$I_{M_2} = 4,25 \text{ кгм}^2$ – момент інерції муфти тихохідного валу.

$$I_{шк} = \frac{0,6 Q d^2}{4} = \frac{0,6 \cdot 160 \cdot 0,535^2}{4} = 6,87 \text{ кгм}^2 \quad - \text{ момент інерції гальмівного шківa.}$$

$$Q + G_0 = 320 + 339,7 = 659,7 \text{ т.} \quad (3.16)$$

$$a = \frac{V}{t_{\Pi}} = \frac{0,91}{8,3} = 0,11 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \quad (3.17)$$

Сили інерції при пуску двигунів.

$$W_{\partial} = \frac{Q+G_0}{9,81} a = 10 \cdot (339700 + 320000) \cdot 0.154 = 1015938 \text{ Н} \quad (3.18)$$

Момент від сил інерції, динамічний момент при пуску двигунів.

$$M_{\partial}^2 = W_{\partial} \frac{D_{\text{хк}}}{2i} = 1015938 \cdot \frac{0.7}{2 \cdot 23.55} = 1509 \text{ Нм} \quad (3.19)$$

Динамічний момент віднесений до одного двигуна.

$$M_{\partial} = \frac{M_{\partial}^2}{2} = \frac{1509}{2} = 755 \text{ Нм} \quad (3.20)$$

Максимальні момент на валу одного двигуна при пуску.

$$M_{\text{max}} = M_{\text{ст}} + M_{\partial} = 758 + 755 = 1513 \text{ Нм} \quad (3.21)$$

Максимальний момент розвивається двигуном при пуску, згідно каталогу устаткування крана №19 ЦБТИ.

$$M_{\text{max двиг}} = 6250 \text{ Нм};$$

$$M_{\text{max двиг}} > M_{\text{max}} \quad (3.22)$$

Визначення розрахункових навантажень для перевірки елементів приводу.

Нормальними навантаженнями для розрахунку на витривалість вважаються наступні навантаження [8]:

1. Власна вага крана з урахуванням реконструкції, з максимальним вантажем 320 т. Враховуючи те, що розрахунок на витривалість повинен бути

проведений по найбільшому, тривало діючому навантаженню, максимальний тиск на ходові колеса приймаємо при положенні візка під час розливання стали.

2. Враховуючи повторно-короткочасний режим роботи механізму пересування крана, рахуємо динамічний момент, постійно прикладеним.

3. З повного статичного опору виключаємо опір на подолання підйому підкранових шляхів, оскільки збільшення опору на підйомі компенсується зменшенням опору на спуску.

З вищевикладеного ясно, що навіть при такому виборі розрахункового навантаження на витривалість остання залишається завищеною у порівнянні з фактичним найбільшим навантаженням, що тривало діє, оскільки по-перше, навантаження крана у міру розливання зменшується з 320 т до 70 т; по-друге, фактичне число включень при розливці, складає від 6 до 30 включень в годину і фактичне ПВ значно нижче, ніж для прийнятого важкого режиму роботи.

Вибрані таким чином навантаження для розрахунку на витривалість прийняте для всіх деталей, окрім шестерінчастих передач.

3.3 Визначення тиску на ходові колеса при розливанні

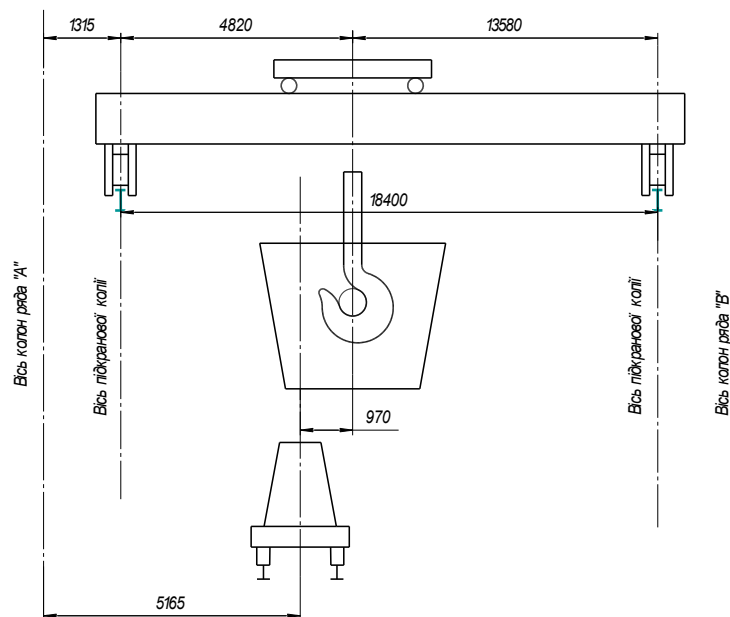


Рисунок 3.2 Положення крана при розливці

$Q = 320 \text{ т}$ - вага вантажу.

$G_1 = 329,63 \text{ т}$ - вага крана з новою кабіною.

$G_2 = 339,7 \text{ т}$ - вага крана з новою кабіною і реконструйованими механізмами підйому і пересування.

$G_3 = 316,23 \text{ т}$ - вага крана із старою кабіною.

Розбиття ваги по старому крану:

Головний візок - 102,384 т.

Допоміжний візок – 28,649 т.

Механізм пересування крана – 50,654 т.

Міст крана - 115,09 т.

Електроустаткування – 19,453 т.

Разом – 316,23 т.

Тиск на 4 колеса по ряду «А» від нової кабіни – 24,05 т.

$$\text{Тиск на 1 колесо} = \frac{10 \cdot 24050}{4} = 60125 \text{ Н}$$

Загальна вага електроустаткування візка – 8,233 т.

Загальна вага решти електроустаткування – $19453 - 8233 = 11,220 \text{ т}$

Вага старої кабіни – 12,75 т.

Вага нової кабіни – $329630 - 316230 + 12750 = 26,150 \text{ т}$

Вага нового візка – $102384 + 8233 + 2733 = 113,350 \text{ т}$

2,733 – загальна вага на реконструкцію механізмів візка.

Загальну вагу від нерухомих навантажень рахуючи і допоміжною візок без нової кабіни:

$$339700 - 113350 - 26150 = 200,2 \text{ т}$$

Навантаження на 1 ходове колесо ряду «А» від рухомих навантажень при розливанні:

Загальний тиск на ходовесо по ряду «А» з боку кабіни:

$$P_1 = 60125 + 125125 + 399789 = 585039 \text{ Н}$$

Навантаження на 1 ходове колесо ряду «В» від рухомих навантажень:

$$\frac{10 \cdot (113350 + 320000) \cdot 4820}{8 \cdot 18400} = 141899 \text{ Н}$$

Навантаження на 1 ходове колесо ряду «В» від ваги нової кабіни:

$$\frac{10(26190 - 24050)}{4} = 5350 \text{ Н}$$

Загальний тиск на ходове колесо по ряду «В» з боку кабіни:

$$P_2 = 5350 + 125125 + 141899 = 272374 \text{ Н}$$

Статичний опір пересуванню з вантажем без урахування ухилу шляхів:

$$W = 80860 \text{ Н}$$

На один механізм пересування:

$$W^1 = \frac{80860}{2} = 40430 \text{ Н}$$

Момент статичного опору приведеній до валу електродвигуна.

$$M_{cm} = 40430 \cdot \frac{0.7}{2 \cdot 0.859 \cdot 23.55} = 700 \text{ Нм}$$

Динамічний момент на валу одного двигуна.

$$M_o = 655 \text{ Нм}$$

Повний момент на валу одного двигуна.

$$M = M_{cm} + M_o = 700 + 655 = 1355 \text{ Нм} \quad (3.23)$$

Вважаємо, що момент на одну і іншу сторону приводу розподіляється пропорційно сумарному тиску ходових коліс з однією і іншої сторони моста крана.

Тиск на ходове колесо по ряду «А» з боку протилежній кабіні.

$$P_1^1 = 585130 - 60130 = 525000 \text{ Н}$$

Тиск на ходове колесо по ряду «В» з боку протилежній кабіні.

$$P_2^1 = 271850 - 5250 = 266000 \text{ Н}$$

Загальний тиск на ходові колеса по ряду «А».

$$P_a = 585039 \cdot 4 + 525000 \cdot 4 = 4440520 \text{ Н}$$

Загальний тиск на ходові колеса по ряду «В».

$$P_b = 272374 \cdot 4 + 266000 \cdot 4 = 2153800 \text{ Н}$$

За розрахунковий момент вибираємо момент з боку більшого сумарного тиску.

$$M_{расч} = 1355 \cdot \frac{4440520}{2153800 + 4440520} = 912 \text{ Нм}$$

При розрахунку на міцність вибираємо один з моментів:

M_m — момент на расчитываемом валу від максимального моменту створюваного гальмом;

$M_{ов}$ — пусковий момент двигуна на розрахунковому валу;

$M_{букс}$ — максимальний момент буксування привідних ходових коліс;

3.4 Визначимо гальмівний момент

$$M_m = M_{заг} - M_{ст} \quad (3.24)$$

$$M_{заг} = \left(\frac{G_0 D_{хк}}{2gi} \eta + \frac{\sum I n}{1500V} \right) a \quad (3.25)$$

$G_0 = 339,7 \text{ т}$ – вага крана.

$D_{хк} = 0,7 \text{ м}$ – діаметр ходового колеса.

$i = 23,55$ – передавальне число редуктора.

$z = 0,857$ – ККД механізму.

$\sum I = 85,5 \text{ кгм}^2$ – момент інерції мас, що обертаються.

$n = 585 \text{ об/мин}$ – число обертів гальмівного валу за хвилину.

$V = 0,91 \text{ м/с}$ – швидкість пересування крана.

$a = 0,2 \text{ м/с}^2$ – уповільнення створюване гальмуванням.

$$M_{заг} = \left(\frac{339,7 \cdot 0,7}{2 \cdot 9,81 \cdot 23,55} \cdot 0,857 + \frac{85,5 \cdot 585}{1500 \cdot 0,91} \right) 0,2 = 896 \text{ Нм}$$

Статичний момент, приведений до валу гальма(двигуна).

$M_{ст}$ беремо без урахування тертя реборд за умови спуску крана з ухилу.

$$W_T'' = \frac{W_T}{K_p} = \frac{80862}{2,0675} = 39111 \text{ Н} \quad (3.26)$$

Повний опір.

$$W'' = W_T'' - W_{ук} = 39111 - 6597 = 32514 \text{ Н} \quad (3.27)$$

Відповідно на один двигун.

$$W_1'' = \frac{W''}{2} = \frac{32514}{2} = 16257 \text{ Н}$$

$$M_{\text{ст}}'' = W_1'' \frac{D_{\text{хк}}}{2\eta_n i_n} = 16257 \frac{0.7}{2 \cdot 0.857 \cdot 23.55} = 260 \text{ Нм} \quad (3.25)$$

$$M_{\text{т}} = M_{\text{заг}} - M_{\text{ст}}'' = 896 - 260 = 636 \text{ Нм}$$

Визначимо максимальний момент буксування при русі крана з вантажем, приведеним до валу двигуна.

$$M_{\text{букс}} = f_1 G_{\text{мах}} \frac{D_{\text{хк}}}{2i\eta} \quad (3.26)$$

$f_1 = 0,15$ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

$$G_{\text{мах}} = 63,7 \text{ т}$$

$$M_{\text{букс}} = 0,15 \cdot 63,7 \frac{0,7}{2 \cdot 23,55 \cdot 0,857} = 1655 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{т}} < M_{\text{дв}} < M_{\text{букс}}$$

$$633 < 141,3 < 1655$$

4. РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА

4.1 Вихідні данні

Кран виготовлено з сталі СТЗ приведемо її характеристики.

Таблиця 4.1 - Навантаження що діють на кран

Найменування механізму	Вага, кН
Блок моста А та Д - 5	725
Головні балки В та С - 5	242
Кінцева балка І -5	115
Кінцева балка -6	48
Моста крана (5+7+1+6)	1253
Вага візка головного підйому	1183
Вага візка допоміжного підйому	297,65
Вага кабіни	72
Вага крану	3313
Вага однієї головної балки А та Д	225
Вага однієї допоміжної ферми	140
Електрообладнання	273
Вага механізму пересування	555

Таблиця 4.2 - Подовжні навантаження

Найменування механізму	Вага, кН
Вага візка головного підйому	1183
Вага візка головного підйому	298

Таблиця 4.3 - Корисне подовжні навантаження

Найменування механізму	Вага, кН
на гаку траверси головного підйому	3200
на гаку траверси допоміжного підйому	750

Таблиця 4.4 - Коефіцієнт динамічності

Найменування навантаження	Коефіцієнти	Доповнення
Коефіцієнт поштовхів	$K=1,1$	Швидкість руху крану $V=62$ м/хв
Коефіцієнт динамічності	$\mu=1,1$	Режим роботи надважкий

4.2 Розрахунок головної балки

Навантаження від власної ваги балки

$G_1 = 225$ кН - вага головної балки

$G_2 = 14,5$ кН – вага зв'язків у верхньому поясі.

$G_3 = 34$ кН - вага настилу

$G_4 = 139$ кН – вага механізму пересування що приходить на 1 край мосту

$G_5 = 172,5$ кН - вага кабіни та обладнання розподілена між головною та допоміжною фермою

$G_6 = 69$ кН - зосереджене навантаження що передається через кінцеві балки допоміжного підйому

Знайдемо рівномірно розподілене навантаження, що діє на головну балку крана

$$q = \frac{G_1}{L} + \frac{G_2}{L} + \frac{G_3}{L} = \frac{225+14,5+34}{18,4} = 1,921 \frac{\text{кН}}{\text{м}} \quad (4.1)$$

Розрахункове навантаження

$$q_p = q \cdot K = 1,926 \cdot 1,1 = 2,12 \frac{\text{Т}}{\text{м}} \quad (4.2)$$

Де $K=1,1$ – конструкторський коефіцієнт

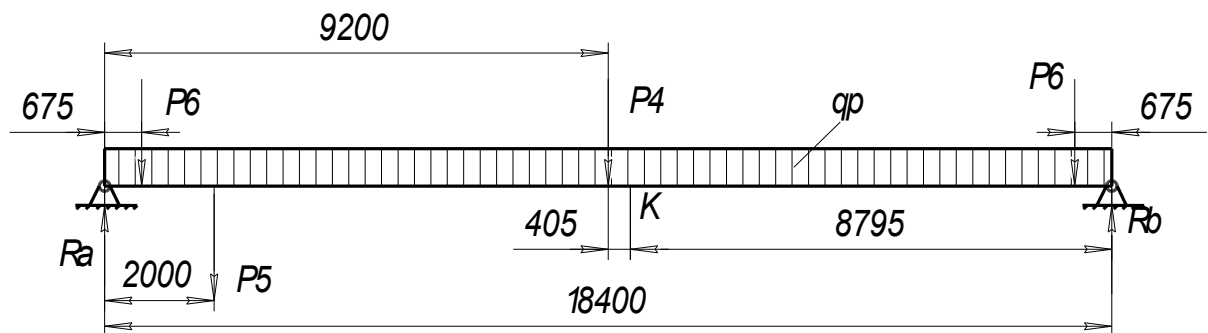


Рисунок 4.1 - Схема постійно діючих навантажень на головну балку

Знайдемо розрахункові навантаження

$$P_4 = G_4 \cdot K = 13,9 \cdot 1,1 = 153 \text{ кН} \quad (4.3)$$

$$P_5 = G_5 \cdot K = 17,25 \cdot 1,1 = 190 \text{ кН} \quad (4.4)$$

$$P_6 = G_6 \cdot K = 6,9 \cdot 1,1 = 76 \text{ кН} \quad (4.5)$$

Де $K=1,1$ Коефіцієнт поштовхів

Знайдемо реакції опори А

$$R_a = \frac{2 \cdot P_6}{2} + \frac{P_4}{2} + \frac{L \cdot q_p}{2} + P_5 \cdot \frac{16,4}{18,4} \quad (4.6)$$

$$R_a = \frac{2 \cdot 76}{2} + \frac{153}{2} + \frac{2,12 \cdot 184}{2} + 190 \cdot \frac{16,4}{18,4} = 517 \text{ т} \quad (4.7)$$

Знайдемо реакції опори Б

$$R_B = \frac{2 \cdot P_6}{2} + \frac{P_4}{2} + \frac{L \cdot q_p}{2} + P_6 \cdot \frac{2}{184} \quad (4.8)$$

$$R_B = \frac{2 \cdot 76}{2} + \frac{153}{2} + \frac{2,12 \cdot 184}{2} + 76 \cdot \frac{16,4}{18,4} = 368 \text{ т} \quad (4.9)$$

Момент від постійних навантажень у критичній точці

$$M_p^K = R_B \cdot 8,8 - P_6 \cdot 8,12 - q_p \cdot \frac{8,8^2}{2} \quad (4.10)$$

$$M_p^K = 368 \cdot 8,8 - 76 \cdot 8,12 - 21,2 \cdot \frac{8,8^2}{2} = 1800 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (4.11)$$

4.3 Розрахунок рухомих навантажень

Від головного візка (маса візка + маса вантажу 320 т)

$$D_{1 \text{ розр.}} = D'_T + \mu \cdot D'_q = 157,2 + 1,1 \cdot 372 = 641,5 \text{ кН} \quad (4.12)$$

$$D_{2 \text{ розр.}} = D'_T + \mu \cdot D'_q = 138,2 + 1,1 \cdot 428 = 694,2 \text{ кН} \quad (4.14)$$

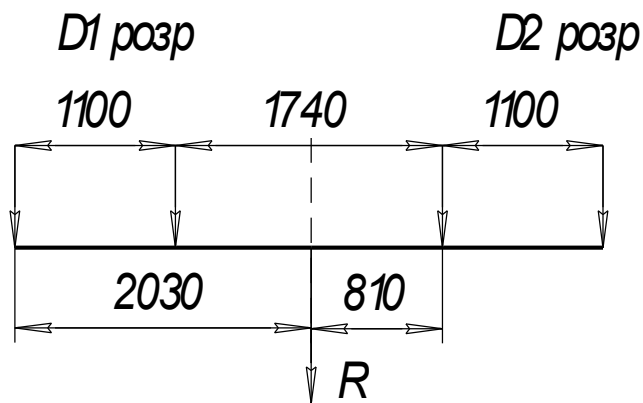


Рисунок 4.2 - Рівнодіюча вантажів

$$R = 2 \cdot 641,5 + 2 \cdot 694,2 = 2671,4 \text{ кН}$$

Положення рівнодіючої в даній системі.

$$x = \frac{641,5 \cdot 1,1 + 694,2 \cdot (2,84 + 3,94)}{2671,4} = 2,03 \text{ м}$$

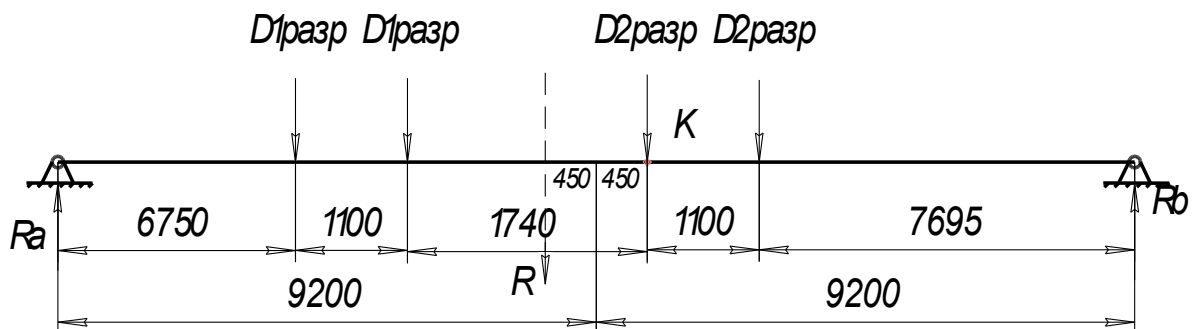


Рисунок 4.3 - Найбільший момент в балці

Максимальний момент від рухомих навантажень головного візка

$$M_{max}^K = \frac{R \cdot a^2}{L} - D_{2 \text{ розр.}} \cdot \quad (4.15)$$

Де R - Рівнодіюча вантажів

L - проліт балки

$D_{2 \text{ розр.}}$ - розрахункове навантаження для візка

K - коефіцієнт поштовхів

$$M_{max}^K = \frac{2672 \cdot 8,795^2}{18,4} - 694,2 \cdot 1,1 = 10\,440 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$R'_B = R \cdot \frac{8,795}{18,4} = 2672 \cdot \frac{8,795}{18,4} = 12\,730 \text{ кН} \quad (4.16)$$

$$R'_A = R \cdot \frac{9,605}{18,4} = 2672 \cdot \frac{9,605}{18,4} = 13\,990 \text{ кН} \quad (4.17)$$

Від допоміжного візка (усі візки без корисного вантажу)

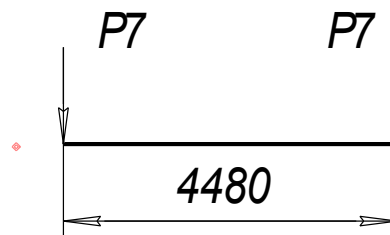


Рисунок 4.4 - Розрахункова схема візка

$$P_7 = K \cdot \frac{G_{\text{вгп}}}{4} = K \cdot \frac{298}{4} = 82 \text{ кН} \quad (4.17)$$

Де $G_{\text{вгп}}$ - вага візка головного підйому

P_7 -тиск на одно колесо візка

K - коефіцієнт поштовхів

4.4 Геометричні характеристики головної балки

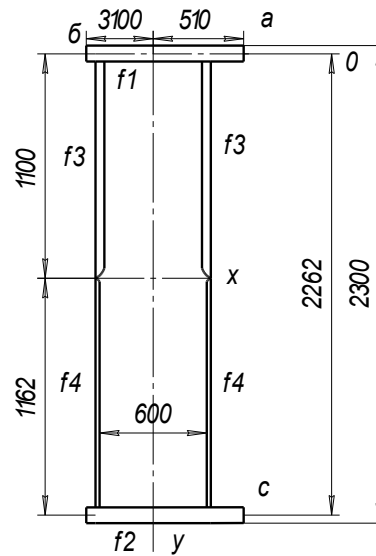


Рисунок 4.6 – Поперечний переріз головної балки

Визначмо площу поперечного перерізу

$$f_1 = 85 \cdot 3,6 = 306 \text{ см}^2$$

f_1 - площа поперечного перерізу верхнього поясу

$$f_2 = 85 \cdot 4 = 340 \text{ см}^2$$

f_2 - площа поперечного нижнього поясу

$$f_3 = 106,4 \cdot 1,5 \cdot 2 = 319 \text{ см}^2$$

f_3 - площа поперечного верхніх стінок

$$f_4 = 106,4 \cdot 1 \cdot 2 = 232 \text{ см}^2$$

f_4 - площу поперечного нижніх стінок

$$F = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1197 \text{ см}^2 \quad (4.18)$$

F - Загальна площа поперечного перерізу

Відстань до центра ваги

$$y_c = \frac{S_{00}}{F} = \frac{133150}{1197} = 1100 \text{ см} \quad (4.19)$$

$$S_{00} = 319 \cdot 55 + 232 \cdot 166.2 + 340 \cdot 226.2 = 133150 \text{ см}^3$$

Визначимо момент інерції відносно осі x-x.

Момент інерції поясів

Знайдемо момент інерції верхнього поясу

$$I_{\text{в.п}} = 06 \cdot 110,0^2 = 3710000 \text{ см}^4$$

Знайдемо момент інерції нижнього поясу

$$I_{\text{н.п}} = 306 \cdot 116,2^2 = 4520000 \text{ см}^4$$

Знайдемо загальний момент поясів

$$I_{\text{з.п}} = I_{\text{в.п}} + I_{\text{н.п}} = 8290000 \text{ см}^4 \quad (4.20)$$

Момент інерції стінок

$$I_{\text{в.с}} = 2 \cdot \frac{1,5 \cdot 106^3}{12} + 319 \cdot 55^2 = 1264000 \text{ см}^4 \quad (4.21)$$

$$I_{\text{н.с}} = 2 \cdot \frac{1 \cdot 116,4^3}{12} + 232 \cdot 56,2^2 = 995000 \text{ см}^4$$

$$I_{\text{з.с}} = I_{\text{в.п}} + I_{\text{н.п}} = 2259000 \text{ см}^4 \quad (4.22)$$

$I_{\text{з.п}}$ - загальний момент стінок

Загальний момент інерції

$$I_x = I_{\text{з.п}} + I_{\text{з.с}} = 10543000 \text{ см}^4$$

Визначимо момент опору перерізу балки

$$W_x^a = \frac{10549000}{111.8} = 94500 \text{ см}^3$$

$$W_x^b = \frac{10549000}{118,2} = 89300 \text{ см}^3$$

4.5 Перевірка напружень у верхньому поясі

Комбінація А постійне навантаження з розрахунковим рухомим навантаженням[8].

$$\sigma = \frac{M_{\text{разр}}}{W_x^a} = \frac{12\,300}{94,5} = 130 \text{ МПа} \quad (4.23)$$

$M_{\text{разр}}$ – Розрахунковий згинаючий момент у верхній площині головної балки

$$M_{\text{разр}} = M_B^K + M_{\text{max}}^K + M_p^K = 1800 + 10\,440 + 57,8 = 12\,300 \text{ кНм} \quad (4.24)$$

$W_x^a = 94500 \text{ см}^3$ - момент опору перерізу балки

Комбінація Б При постійному розрахунковому, рухомого, інерційному навантаженні[8].

$$M'_{\text{разр}} = M_{\text{разр}} + M_{\Gamma} = 194 + 12\,300 = 12\,495 \text{ кНм} \quad (4.25)$$

Де M_{Γ} - повздовжнє гальмівне навантаження діюча вздовж мосту.

$$M_{\Gamma} = T_{\text{пр}} \cdot y = 162 \cdot 1,198 = 194 \text{ кНм} \quad (4.26)$$

$T_{\text{пр}} = 162 \text{ кНм}$ – гальмівні сили діючі вздовж мосту крану на головну балку від візка головного підйому.

$y = 1,198 \text{ м}$ – відстань від верхньої частини балки до центра осі.

Знайдемо місцевий момент у верхньому поясі.

$$M_{\text{місц}} = \frac{T_2 \cdot d}{6} = \frac{28,3 \cdot 2,7}{6} = 12,8 \text{ кНм} \quad (4.27)$$

$T_2 = 28,3$ кНм- інерційна сала поперек повздовжньої осі головної балки

$d = 2,7$ м- довжина секції

Максимальна напруга по комбінації Б

$$\sigma = \frac{M_{\text{разр}}}{W_x^a} + \frac{M_{\Gamma}}{W_x^a} + \frac{M_{\text{місц}}}{W_y^e} + \frac{M_{\Gamma}'}{W_x^a} + \frac{N}{\varphi \cdot F} \quad (4.28)$$

$$\sigma = \frac{12\,300}{94,5} + \frac{194}{94,5} + \frac{12,8}{52,9} + \frac{203,3}{52,9} + \frac{53}{0,99 \cdot 374} = 170 \text{ МПа} \quad (4.29)$$

Напруга в нижньому поясі головної балки

$$\sigma = \frac{M_{\text{разр}}}{W_x^b} = \frac{12\,300}{89,3} = 13,7 \text{ МПа} \quad (4.30)$$

4.6 Перевірка місцевої стійкості стінки головної балки

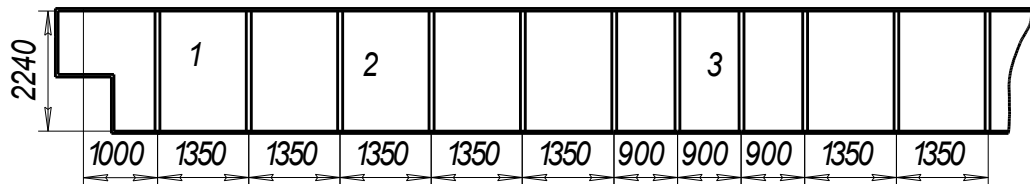


Рисунок 4.7 – Головна балка

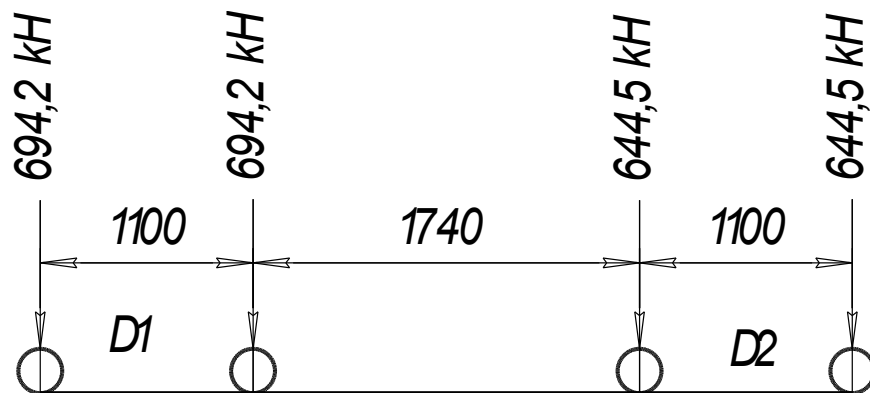


Рисунок 4.8 – Схема рухомого навантаження

Визначимо момент та навантаження у першому перерізі

Момент від рухомого навантаження

$$\begin{aligned}
 MI &= \sum_{i=1}^n Y_i R_i = 694,2 \cdot (1,61 + 1,5) + 641,5 \cdot (1,34 + 1,22) = \\
 &= 3800 \text{ кНм}
 \end{aligned} \tag{4.31}$$

Момент від постійних навантажень

$$\begin{aligned}
 MI &= \sum_{i=1}^n Y_i R_i = 76 \cdot 0,612 + 190 \cdot 1,58 + 153 \cdot 0,89 + 76 \cdot 0,065 = \\
 &= 801,6 \text{ кНм}
 \end{aligned} \tag{4.32}$$

Момент від допоміжного візка

$$MI = 100 \text{ кНм}$$

Загальний момент

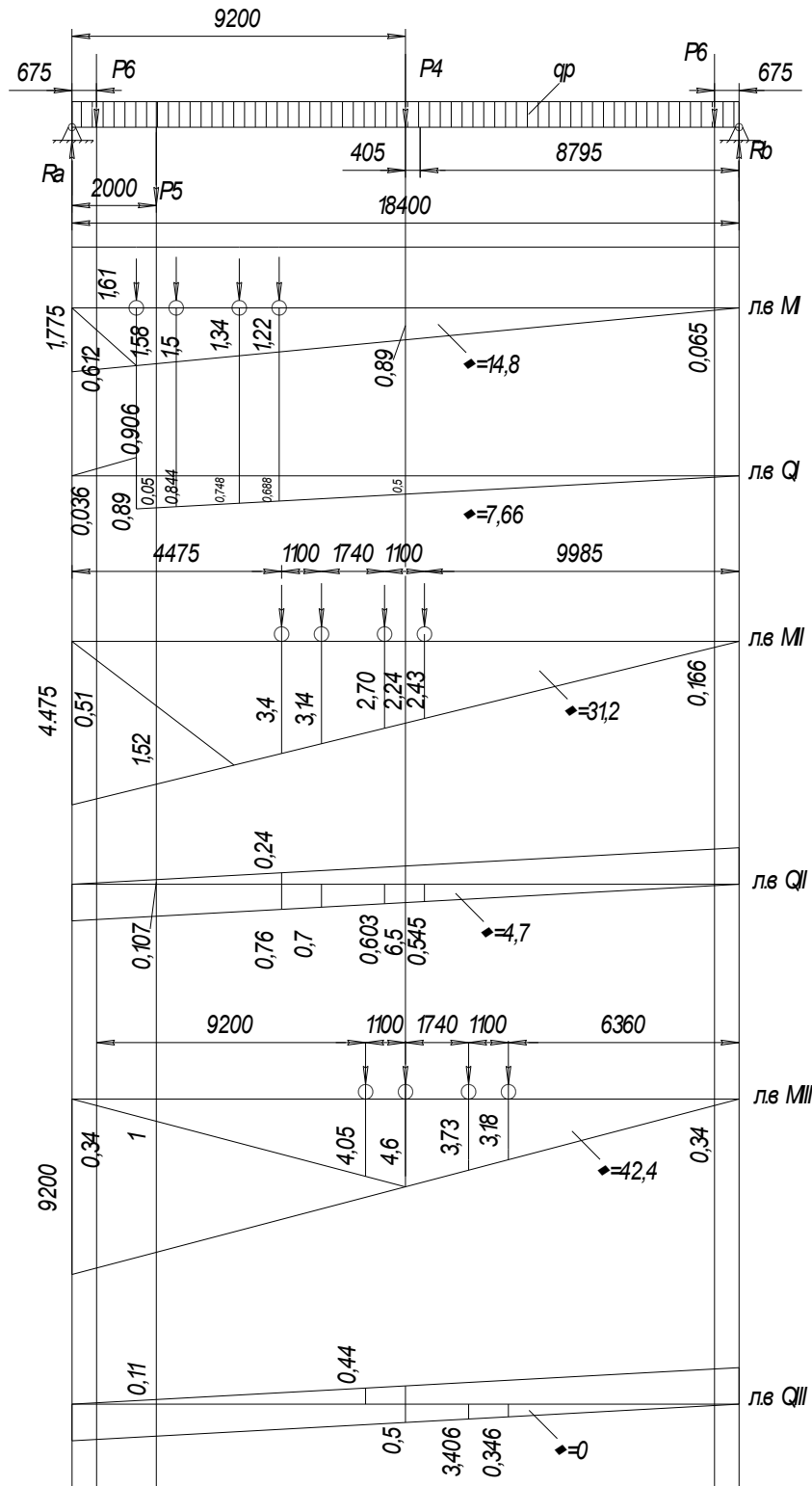
$$MI = 3800 + 801,6 + 100 = 4701,6 \text{ кНм}$$

Q від рухомого навантаження

$$\begin{aligned}
 QI &= \sum_{i=1}^n Y_i P_i = 694,2 \cdot (0,905 + 0,844) + 641,5 \cdot (0,784 + 0,688) = \\
 &= 2130 \text{ Н}
 \end{aligned} \tag{4.33}$$

Q від постійних навантажень

$$QI = \sum_{i=1}^n Y_i P_i = 190 \cdot 0,89 + 153 \cdot 0,5 + 76,6 \cdot 2,12 = 40,9 \text{ кНм} \tag{4.34}$$



Рисунок

4.9 – Лінії впливу головної балки

Q від допоміжного візка

$$QI = 56 \text{ Н}$$

Загальний Q

$$QI = 56 + 2130 + 40,9 = 2595 \text{ Н}$$

4.7 Визначимо момент та навантаження у перерізах

Момент від рухомого навантаження[9]

$$\begin{aligned}
 MII &= \sum_{i=1}^n Y_i R_i = 694,2 \cdot (3,4 + 3,14) + 641,5 \cdot (2,7 + 2,43) = \\
 &= 7800 \text{ кНм}
 \end{aligned} \tag{4.35}$$

Момент від постійних навантажень

$$\begin{aligned}
 MII &= \sum_{i=1}^n Y_i R_i = 76 \cdot 0,51 + 190 \cdot 1,52 + 153 \cdot 2,24 + 76 \cdot 0,165 + 76,6 \cdot 2,12 = \\
 &= 1345 \text{ кНм}
 \end{aligned} \tag{4.36}$$

Момент від допоміжного візка

$$MII = 8,85 \text{ кНм}$$

Загальний момент

$$MII = 780 + 134,5 + 8,85 = 9234 \text{ кНм}$$

Q від рухомого навантаження

$$\begin{aligned}
 QII &= \sum_{i=1}^n Y_i P_i = 694,2 \cdot (0,76 + 0,07) + 641,5 \cdot (0,603 + 0,545) = \\
 &= 1751 \text{ Н}
 \end{aligned} \tag{4.37}$$

Q від постійних навантажень

$$QII = \sum_{i=1}^n Y_i P_i = 190 \cdot 0,107 + 153 \cdot 0,5 + 121 \cdot 4,7 = 196,8 \text{ Н} \tag{4.38}$$

Q від допоміжного візка

$$Q_{II} = 56 \text{ Н}$$

Загальний Q

$$Q_{II} = 56 + 196,8 + 1,751 = 1893 \text{ Н}$$

Визначимо момент та навантаження у третьому перерізі

Момент від рухомого навантаження

$$\begin{aligned} M_{II} &= \sum_{i=1}^n Y_i R_i = 694,2 \cdot (4,6 + 4,05) + 641,5 \cdot (3,73 + 3,18) = \\ &= 10440 \text{ кНм} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Момент від постійних навантажень

$$\begin{aligned} M_{II} &= \sum_{i=1}^n Y_i R_i = 76 \cdot 2 \cdot 0,34 + 190 \cdot 1 + 153 \cdot 4,6 + 424 \cdot 2,12 = \\ &= 1845,6 \text{ кНм} \end{aligned} \quad (4.40)$$

Момент від допоміжного візка

$$M_{II} = 55 \text{ кНм}$$

Загальний момент

$$M_{II} = 10440 + 1845,6 + 55 = 12345 \text{ кНм}$$

Q від рухомого навантаження

$$Q_I = \sum_{i=1}^n Y_i P_i = 694,2 \cdot (0,5 - 0,44) + 641,5 \cdot (0,406 + 0,346) =$$

$$= 524,6 \text{ кН} \quad (4.41)$$

Q від постійних навантажень

$$QI = \sum_{i=1}^n Y_i P_i = 190 \cdot 0,11 + 153 \cdot 0,5 = 97,4 \text{ кН} \quad (4.42)$$

Q від допоміжного візка

$$QI = 26 \text{ кН}$$

Загальний Q

$$QI = 524,6 + 97,4 + 26 = 648,2 \text{ кН}$$

4.8 Визначимо момент та навантаження від допоміжного візка

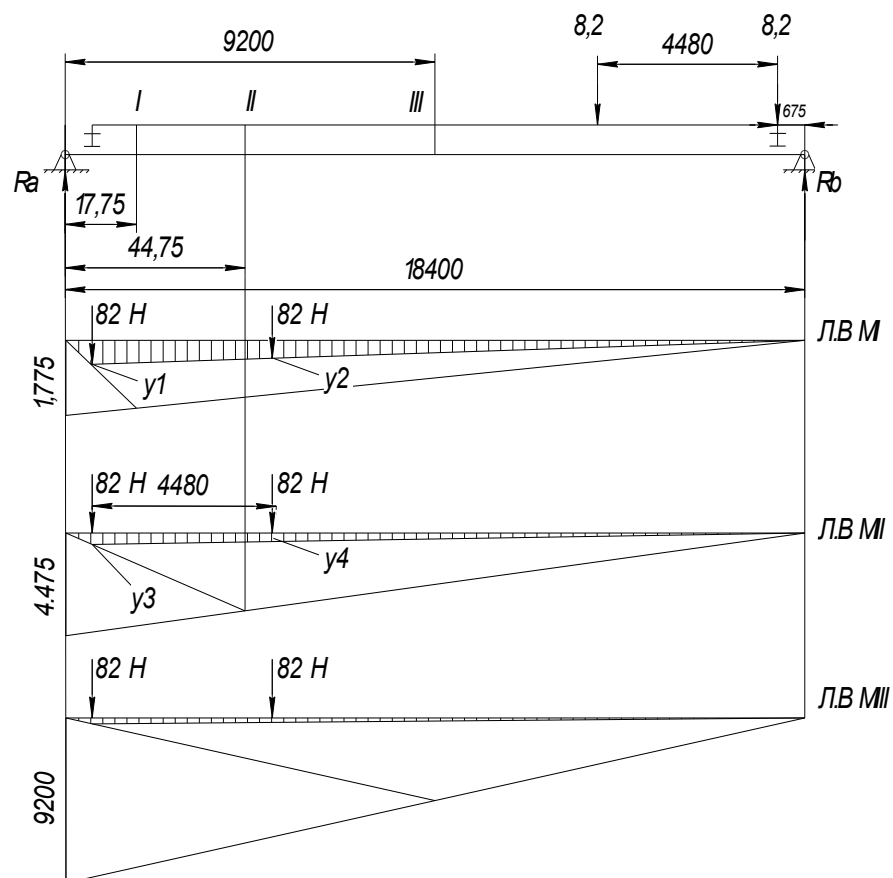


Рисунок 4.10 – Лінії впливу допоміжного візка

Розглянемо I переріз

$$\begin{aligned}
 y_1 &= \frac{16,625}{18,4} \cdot 0,675 = 0,61 \\
 y_2 &= 0,61 \\
 M_{\text{доп.під.}} &= 82 \cdot 0,61 \cdot 2 = 100 \text{ кНм} \\
 Q &= R_A - 8,2 = \frac{82 \cdot (17,725 + 13,245)}{18,4} - 82 = 56 \text{ кН} \quad (4.43)
 \end{aligned}$$

Розглянемо II переріз

$$\begin{aligned}
 y_3 &= \frac{113,725}{18,4} \cdot 0,675 = 0,54 \\
 y_4 &= 0,54 \\
 M_{\text{доп.віз.}} &= 82 \cdot 0,54 \cdot 2 = 88,5 \text{ кНм} \\
 Q &= R_A - 8,2 = 56 \text{ кН}
 \end{aligned}$$

Розглянемо III переріз

$$\begin{aligned}
 y_3 &= y_4 = 0,337 \\
 M_{\text{доп.віз.}} &= 82 \cdot 0,337 \cdot 2 = 55 \text{ кНм} \\
 Q &= R_A - 8,2 - 8,2 = -26 \text{ кН}
 \end{aligned}$$

4.9 Перевірка відсіків

Стискуюче напруження у верхній кромці вертикального листа[14].

$$\sigma_{II-I} = \frac{W}{I} \cdot y_i = \frac{47016000 \cdot 108,2}{10549000} = 48,4 \text{ МПа} \quad (4.44)$$

Середньо дотичне напруження у стінці

$$\tau = \frac{Q}{h_{\text{ст}} \cdot \delta_{\text{ст}}} = \frac{259500}{2 \cdot 1,5 \cdot 106,4 + 2 \cdot 1 \cdot 116} = 47 \text{ МПа} \quad (4.45)$$

Критичне стискуjące напруження у верхній кромці вертикального листа.

$$\sigma_{\text{крит}} = 4390 \left(\frac{\delta_{\text{ст}}}{h_{\text{ст}}} \right)^2 \cdot 10^4 = 4390 \left(\frac{1,5}{222,4} \right)^2 \cdot 10^4 = 200 \text{ МПа} \quad (4.46)$$

Критичне дотичне напруження у стінці.

$$\tau_{\text{крит}} = \left(1020 + \frac{760}{m^2} \right) \cdot \left(\frac{\delta_{\text{ст}}}{b} \right) \cdot 10^4 \quad (4.47)$$

Де m-відношення більшої довжини відсіку до меншого

B=1,35 - менша сторона відсіку

$$m = \frac{222,4}{135} = 1,65$$

$$\tau_{\text{крит}} = \left(1020 + \frac{760}{1,65^2} \right) \cdot \left(\frac{1,35}{135} \right)^2 \cdot 10^4 = 160 \text{ МПа}$$

Так як

$$\tau_{\text{крит}} > 0,6 \cdot (\sigma_{\text{Т}}) \text{ МПа} \quad (4.48)$$

$\sigma_{\text{Т}} = 240 \text{ МПа}$ – межа текучесті

$$\sigma = \sigma_{\text{Т}} \cdot 0,6 = 0,6 \cdot 240 = 146$$

Тоді

$$\tau_{1\text{крит}} = 0,6 \cdot \left(2890 - 26,5 \cdot \sqrt{\frac{0,6 \cdot E}{\tau_{\text{крит}}}} \right) = 0,6 \cdot \left(2890 - 26,5 \cdot \sqrt{\frac{0,6 \cdot 21 \cdot 10^6}{1600}} \right) = 130 \text{ МПа}$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_{кр}} + \frac{\sigma_p}{\sigma_{ркр}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{крт}}{\tau}\right)^2 + \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma \cdot \tau}{\sigma_{кр} \cdot \tau_{крт}}} \leq K_0 \quad (4.49)$$

$$K_0 = 1,1$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{48,4}{200}\right)^2 + \left(\frac{47}{130}\right)^2 + \frac{1}{6} \cdot \frac{48,4 \cdot 47}{200 \cdot 130}}} = 7,05 > 1,1$$

Приведені навантаження

$$\sigma_{прив} = \sqrt{\frac{36^2}{4} + 3 \cdot \tau - 2 \cdot \tau^2 \cdot \left(\frac{48,4}{240}\right)^2} < \frac{\sigma_T}{K_0} \quad (4.50)$$

$$\sigma_{прив} = \sqrt{\frac{36^2 \cdot 48,4^2}{4} + 3 \cdot 47^2 - 2 \cdot 47^2 \cdot \left(\frac{48,4}{240}\right)^2} = 910 < 185 \text{ МПа}$$

$$\frac{\sigma_T}{K_0} = \frac{240}{1,3} = 218,1 \text{ МПа} \quad (4.51)$$

Умова виконується

Перевірка другого відсіку

$$M1 = 923,4 \text{ кНм}; \quad Q = 2003,8 \text{ кН}$$

Стискуюче напруження у верхній кромці вертикального листа

$$\sigma_{II-I} = \frac{W}{I} \cdot y_i = \frac{92340000 \cdot 108,2}{10549000} = 94,6 \text{ МПа} \quad (4.52)$$

Середньо дотичне напруження у стінці

$$\tau = \frac{Q}{h_{ст} \cdot \delta_{ст}} = \frac{2003,8}{551} = 36,3 \text{ МПа} \quad (4.53)$$

Критичні навантаження залишаються тими самими

$$\sigma_{\text{крит}} = 200 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\text{крит}} = 160 \text{ МПа}$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{94,6}{200}\right)^2 + \left(\frac{36,3}{130}\right)^2 + \frac{1}{6} \cdot \frac{34,6 \cdot 36,3}{200 \cdot 130}}} = 1,8 > 1,1$$

$$\sigma_{\text{прив}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 94,6^2}{4} + 3 \cdot 36,3^2 - 2 \cdot 36,3 \cdot \left(\frac{94,6}{240}\right)^2} = 105 < 185 \text{ МПа}$$

Перевірка третього відсіку

$$M_{III} = 1234 \text{ кНм}$$

$$Q_{III} = 64,82 \text{ кН}$$

Стискує напруження у верхній кромці вертикального листа.

$$\sigma_{II-I} = \frac{W}{I} \cdot y_i \frac{123400000 \cdot 108,2}{10549000} = 127 \text{ МПа} \quad (4.54)$$

Середньо дотичне напруження у стінці

$$\tau = \frac{Q}{h_{\text{ст}} \cdot \delta_{\text{ст}}} = \frac{64820}{551} = 117 \text{ МПа} \quad (4.55)$$

Критичне стискує напруження у верхній кромці вертикального листа.

$$\sigma_{\text{крит}} = 4390 \left(\frac{\delta_{\text{ст}}}{h_{\text{ст}}}\right)^2 \cdot 10^4 = 4390 \left(\frac{1,5}{222,4}\right)^2 \cdot 10^4 = 200 \text{ МПа} \quad (4.56)$$

Критичне дотичне напруження у стінці

$$\tau_{\text{крит}} = \left(1020 + \frac{760}{m^2}\right) \cdot \left(\frac{\delta_{\text{ст}}}{b}\right) \cdot 10^4 \quad (4.57)$$

Де m -відношення більшої довжини відсіку до меншого
 $B=90$ см - менша сторона відсіку

$$m = \frac{222,4}{90} = 2,47$$

$$\tau_{\text{крит}} = \left(1020 + \frac{760}{2,47^2}\right) \cdot \left(\frac{1,5}{90}\right)^2 \cdot 10^4 = 318 \text{ МПа}$$

Так як $\tau_{\text{крит}} > 1460 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ то рахуємо по формулі

$$\tau_{1\text{крит}} = 0,6 \cdot \left(2890 - 26,5 \cdot \sqrt{\frac{0,6 \cdot E}{\tau_{\text{крит}}}}\right) \quad (4.58)$$

$$\tau_{1\text{крит}} = 0,6 \cdot \left(2890 - 26,5 \cdot \sqrt{\frac{0,6 \cdot 2100000}{31,}}\right) = 142 \text{ МПа}$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{127}{200}\right)^2 + \left(\frac{11,7}{130}\right)^2 + \frac{1}{6} \cdot \frac{127 \cdot 11,7}{200 \cdot 130}}} = 1,8 > 1,1$$

$$\sigma_{\text{прив}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 127^2}{4} + 3 \cdot 11,7^2 - 2 \cdot 11,7^2 \cdot \left(\frac{127}{240}\right)^2} = 114 < 185 \text{ МПа}$$

4.10 Перевірка дотичних навантажень

Ріжуча сила від постійних навантажень[15]

$$Q_1 = R_A = 517 \text{ кН}$$

Ріжуча сила від допоміжного візка

$$Q_1 = R_B'' = 138 \text{ кН}$$

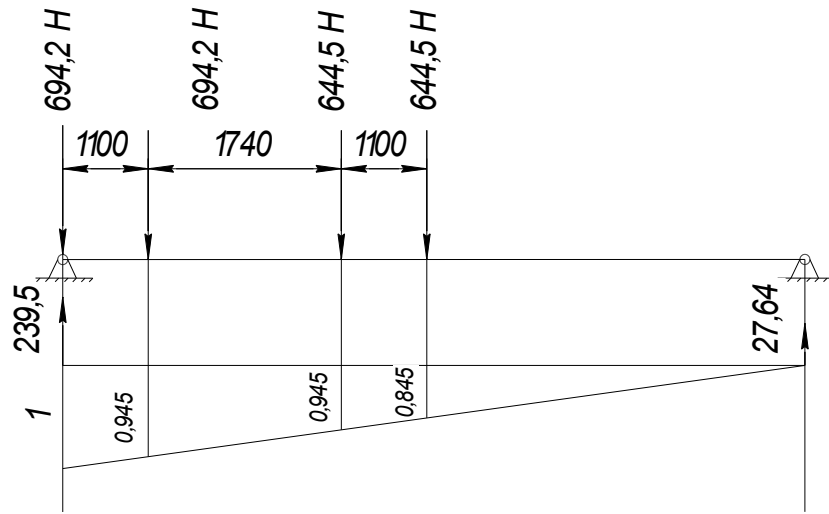


Рисунок 4.11 – Сили від рухомих навантажень

Ріжуча сила від рухомих навантажень

$$Q_3 = \sum_{i=1}^n Y_i P_i = 69,42 \cdot (1 + 0,945) + 64,15 \cdot (0,845 + 0,785) =$$

$$= 2395 \text{ кН} \quad (4.59)$$

Загальна ріжуча сила

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 51,65 + 13,8 + 239,5 = 304,95 \text{ т} \quad (4.60)$$

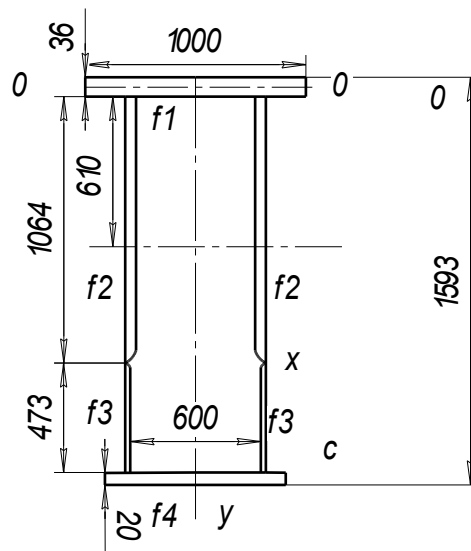


Рисунок 4.12 – Поперечний переріз балки

Визначмо площу поперечного перерізу

$$f_1 = 100 \cdot 3,6 = 360 \text{ см}^2$$

$$f_2 = 106,4 \cdot 1,5 = 160 \text{ см}^2$$

$$f_3 = 47,3 \cdot 10 = 473 \text{ см}^2$$

$$f_4 = 91 \cdot 2 = 182 \text{ см}^2$$

$$F = f_1 + 2 \cdot f_2 + f_3 + f_4 = 956,6 \text{ см}^2 \quad (4.61)$$

$$y_c = \frac{S_{00}}{F} = \frac{58550}{956,6} = 61 \text{ см} \quad (4.62)$$

$$S_{00} = 2 \cdot 160 \cdot 55 + 2 \cdot 47,3 \cdot 131,8 + 182 \cdot 156,5 = 58550$$

Статичний момент півосі відносно осі X-X

$$S_{xx} = 360 \cdot 61 + 2 \cdot 59,2 \cdot 1,5 \cdot 29,6 = 22000 + 5260 = 27260 \text{ см}^3$$

Момент інерції перерізу

$$I_{xx} = 360 \cdot 61^2 + 182 \cdot 95,5^2 + 2 \cdot \frac{1,5 \cdot 106,4^3}{12} + 2 \cdot 160 \cdot 7,8^2 + 2 \cdot \frac{47,3^3}{12} + 2 \cdot 47,3 \cdot 71,9^2 = 3762000 \text{ см}^4$$

$$\tau = \frac{QS}{I_B} = \frac{304950 \cdot 27260}{3762000 \cdot 2 \cdot 1,5} = 73,5 \text{ МПа} \quad (4.63)$$

4.11 Перевірочний розрахунок зварних швів

Шов що кріпить деталь А

$$l_{\text{ш}} = 0,3 \text{ м}$$

Знайдемо мінімальну висоту зварного з'єднання

$$h_{\text{н min}} = \frac{Q}{l_{\text{ш}} \cdot 0,7 \cdot [\sigma_{\text{зв}}^{\text{кут}}]} = \frac{1524}{3 \cdot 0,7 \cdot 52,7} = 0,14 \text{ м} \quad (4.64)$$

$$\sigma_{\text{зв}}^{\text{кут}} = 52,7 \text{ МПа для електродів типу Є42}$$

Q - Приймаємо 1524 кН

Так як сила передається через дві фасонки А,Б шов що кріпить деталь Б

$$l_{\text{ш}} = 2 \cdot 90 = 1,8 \text{ м}$$

$$h_{\text{н min}} = \frac{Q}{l_{\text{ш}} \cdot 0,7 \cdot [\sigma_{\text{зв}}^{\text{кут}}]} = \frac{1524}{1,8 \cdot 0,7 \cdot 52,7} = 0,232 \text{ м} \quad (4.65)$$

Загальна товщина швів не менше 24 мм.

Перевірка поясних швів на ділянці від місця кріплення кінцевої балки допоміжного підйому до місця кріплення деталі А [11]. Визначимо коефіцієнт зменшення допускних напружень при змінних або знакозмінних зусиллях .

$$\gamma = \frac{1}{(0,6 \cdot \beta) - (0,63 \cdot \beta - 0,2) \cdot S} \quad (4.66)$$

$\beta = 3,4$ - для флангових швів

$$S = \frac{Q_{\text{min}}}{Q_{\text{max}}} = \frac{818,9}{3049,5} = 0,27 \quad (4.67)$$

$Q_{\text{max}} = 3049,5 \text{ кН}$ —максимальне зусилля що сприймає шов

Q_{min} —мінімальне зусилля що сприймає шов

$$Q_{\text{min}} = R_A + R_A'' + 276,4 = 616,5 + 26 + 276,64 = 818,9 \text{ кН} \quad (4.68)$$

$$\gamma = \frac{1}{(0,6 \cdot 3,4 + 0,2) - (0,63 \cdot 3,4 - 0,2) \cdot 0,27} = 0,58$$

$R_A = 516,5$ кН –реакція опор від головного візка

$R_A'' = 26$ кН –реакція опор від допоміжного візка

h - Сумарна висота швів, що кріплять кожну стінку балки до верхнього поясу

$$h = \frac{Q \cdot S}{I \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot [\sigma_{3B}^{кут}]} = \frac{304\,950 \cdot 22\,000}{3762000 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 527} = 12 \text{ мм} \quad (4.69)$$

S - статичний момент інерції на рівні швів відносно осі $x-x$

$$S = f_1 \cdot y_c = 360 \cdot 61 = 22\,000 \text{ см}^3 \quad (4.70)$$

При довжині шва 12мм маємо

$$\tau = \frac{Q \cdot S}{I \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot h} = \frac{304950 \cdot 22\,000}{3762000 \cdot 1,2 \cdot 0,7 \cdot 2 \cdot 2} = 526,8 \leq [\sigma_{3B}^{кут}] \quad (4.71)$$

ВИСНОВКИ

В результаті виконання дипломного проекту була спроектована реконструкція ливарного крана. Реконструкція полягає у збільшенні вантажопідйомності з 280 т до 320 т, та у зміні застарілих іноземних приводів на сучасні вітчизняні.

Проведений перевірочний розрахунок металоконструкції ливарного крана №54 у зв'язку із збільшенням вантажопідйомності показує, що напруги в головних балках і допоміжних фермах не перевищують допускні. Прогинання головних балок менше допускового. Розміри швів, проварені в натурі, не менш потрібних за розрахунком.

Після виконання вказаних заходів при забезпеченні належної якості робіт, а також після упорядкування підкранових шляхів, можлива нормальна експлуатація металоконструкції крана при максимальній вантажопідйомності 320 т, з дотриманням правил експлуатації мостових кранів. Що стосується охорони праці, було зменшено кількість осіб, присутніх на робочому майданчику, що зменшило ризик виникнення травматизму.

Перевірка економічної доцільності модернізації ґрунтується на порівнянні ефективності використання базової машини із новою. Порівнюється прибуток від збільшення продуктивності крану та вивільнення робочої сили з одного боку та витрат на реконструкцію з іншого збільшення вантажопідйомності крана, збільшить продуктивність крана.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Мартовицький Л. М., Глушко В. І. Розрахунок та проектування несучих елементів підйомно-транспортних машин : Монографія. Запоріжжя : ТОВ «Видавництво «Кругозір», 2016. 212 с.
2. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г. Модернізація та динамічний аналіз вантажопідйомних кранів : Монографія. Київ : ЦУЛ, 2017. 248 с.
3. Григор'єв О. В., Петренко В. О. Розрахунок та проектування металургійних кранів : Навчальний посібник. Дніпро : НМетАУ, 2015. 180 с.
4. Коваленко М. В., Бурлака В. В. Вантажопідйомна та транспортна техніка металургійних цехів. Запоріжжя : ЗНТУ, 2018. 312 с.
5. Герасимяк Р. П., Лещенко В. А. Аналіз та вибір сучасних електроприводів вантажопідйомних механізмів. Одеса : ОНПУ, 2014. 195 с.
6. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : Підручник. Київ : Кондор, 2012. 424 с.
7. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : Підручник. Львів : Афіша, 2011. 552 с.
8. Клименко Ф. Є., Барабаш М. С. Металеві конструкції вантажопідйомних кранів та їх діагностика. Київ : Сталь, 2016. 286 с.
9. Суглобов В. В., Данченко М. М. Машини та обладнання металургійного виробництва : підручник. Маріуполь : ПДТУ, 2013. 340 с.
10. Федорян Ю. І., Маценко С. М. Підвищення надійності та вантажопідйомності мостових кранів важкого режиму роботи. Харків : ХНТУСГ, 2019. 165 с.
11. Радчук О. А., Сидоренко І. В. Оцінка технічного стану та залишкового ресурсу металоконструкцій кранів мартенівських цехів. Кривий Ріг : КНУ, 2021. 142 с.
12. Малащенко В. О., Павлище В. Т. Деталі машин. Проектування приводів вантажопідйомних машин. Львів : Новий Світ-2000, 2015. 230 с.

13. Григор'єв О. В., Ловейкін В. С. Розрахунок і конструювання зварних вузлів та балок мостових кранів. Київ-Дніпро : ІНТЕРМЕТ, 2017. 176 с.
14. Тітов В. А., Бойко М. В. Експлуатація та ремонт підйомно-транспортних споруд у металургії. Дніпро : Ліра, 2022. 298 с.
15. Глушко В. І., Шаніна З. М. Оцінка міцності та довговічності елементів підйомно-транспортних машин : Навчальний посібник. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. 194 с.