

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний

(повне найменування інституту, факультету)

Ремонті машин та ФТМ

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Башкіна Вр

(група, клас, освітня)

на тему Машинний потовий кран $Q = 30/12,5т$

Виконав: студент(ка) IV курсу, групи М-311

Спеціальності 133 Галузь машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Транспортно-транспортові машини та мех.

Корж Д. С.

(прізвище та ініціал)

Керівник Мартовалюк Л. М.

(прізвище та ініціал)

Рецензент Фрахов Р. Д.

(прізвище та ініціал)

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

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Деталі машин та ТТМ
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 Генеральне машинобудування
(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Робототехніка - трансмісії, будівельні, мехатронічні машини та обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 20 _____ року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Коржє Денис Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Милітний механізм крану $Q=30/16,5T$

керівник проекту (роботи) Мартовичевський Леонід Максимович, канд. техн. наук, проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 25 » листопада 20 25 року № 202

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 10.01.2025 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок механізму головного підйому

2. Розрахунок механізму допоміжного підйому

3. Розрахунок механізму керування краном

4. Розрахунок механізму керування візком

5. Розрахунок металевих частин крану

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

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

РЕФЕРАТ

ПЗ: с., 30 рис., 14 табл., 155 формул, 12 джерел, 2 додатка.

Об'єкт дослідження – мостовий кран.

Мета роботи - проектування мостового крана та аналіз можливостей його технічного вдосконалення.

Запроектований кран призначений для роботи в інтенсивному режимі, зокрема для перевантаження металобрухту та металевих зливків на металургійному виробництві. Зачеплення вантажу виконується за допомогою гакової підвіски. Було запропоновано модернізувати кран шляхом встановлення електромагнітного вантажозахватного пристрою.

У ході техніко-економічного аналізу було проведено перевірку можливості монтажу кабельного барабана на вантажному візку та встановлення електромагніта. Результати економічного розрахунку підтвердили ефективність та доцільність запропонованої модернізації.

Ключові слова: КРАН, КАНАТ, БЛОК, ТРАВЕРСА, ВІСЬ, ПІДВІСКА, НАВАНТАЖЕННЯ, ПІДШИПНИК, ЕЛЕКТРОДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМО, МУФТА, ШКІВ, ВІЗОК, БУКСА.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ	8
1.1 Вибір схеми та кратності поліспасти	8
1.2 Вибір вантажного каната	9
1.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	11
1.4 Вибір гака.....	11
1.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	12
1.6 Розрахунок гакової підвіски	21
1.7 Вибір електродвигуна.....	26
1.8 Вибір редуктора	27
1.9 Перевірка двигуна за часом пуску	29
1.10 Вибір гальм та муфти	31
2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ	33
2.1 Вибір схеми та кратності поліспасти	33
2.2 Вибір вантажного каната	34
2.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	36
2.4 Вибір гака.....	36
2.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	37
2.6 Вибір електродвигуна.....	46
2.7 Вибір редуктора	48
2.8 Перевірка двигуна за часом пуску	49
2.9 Вибір гальм та муфти	51
3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА	53
3.1 Вибір схеми механізму пересування крана.....	53
3.2 Вибір ходових коліс.....	54
3.3 Визначення опору пересування крану.....	55
3.4 Вибір електродвигуна.....	56

3.5 Вибір редуктора	57
3.6 Вибір муфти.....	58
3.7 Вибір гальма	59
4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА	64
4.1 Вибір схеми механізму пересування візка	64
4.2 Вибір ходових коліс.....	65
4.3 Опір пересування візка.....	65
4.4 Вибір електродвигуна.....	66
4.5 Вибір редуктора	67
4.6 Вибір гальма	68
4.7 Вибір муфти.....	71
5 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНУ	74
5.1 Вибір матеріалу	74
5.2 Розрахунок навантажень	74
5.3 Розрахунок головної балки	75
5.4 Розрахунок кінцевої балки.....	79
5.5 Розрахунок опорного зварного з'єднання	83
ВИСНОВКИ.....	84
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	85

ВСТУП

В умовах сучасної ринкової економіки особливої важливості набуває проблема зниження собівартості продукції. Споживач надає перевагу товарам з найменшою ціною за умови відповідного рівня якості. Саме тому підприємства постійно шукають шляхи оптимізації витрат на виробництво. Одним із дієвих способів здешевлення продукції є модернізація наявного обладнання з метою покращення його техніко-експлуатаційних характеристик і підвищення ступеня механізації виробничих процесів.

У цьому проєкті розглядається модернізація мостового електричного крана вантажопідіймальністю 10 тонн, який експлуатується у важких умовах на Донецькому металургійному підприємстві під час перевантаження металобрухту. Запропоноване технічне вдосконалення полягає у заміні гакової підвіски на електромагнітний вантажозахватний пристрій. Це дає змогу повністю механізувати процес вантажопереміщення (ступінь механізації — 1) та скоротити кількість працівників, залучених до вантажно-розвантажувальних робіт.

Результати економічного обґрунтування показали, що модернізація є вигідною — витрати на її реалізацію окупляться протягом 1,03 року.

1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

1.1 ВИБІР СХЕМИ ТА КРАТНОСТІ ПОЛІСПАСТА

Відповідно до рекомендацій спеціалізованої технічної літератури та з урахуванням конструктивних особливостей аналогічного крана, приймається використання здвоєного поліспасти з кратністю підйому $i_n = 4$. Така конструкція забезпечує вертикальне переміщення вантажу, а також сприяє рівномірному розподілу навантаження на опори барабана й ходові колеса під час підйому. Кратність поліспасти підбирається таким чином, щоб зусилля в одній вітці каната не перевищувало 50 кН . Це пов'язано з тим, що збільшення кратності поліспасти, як правило, дозволяє зменшити габарити та масу приводу підйомного механізму.

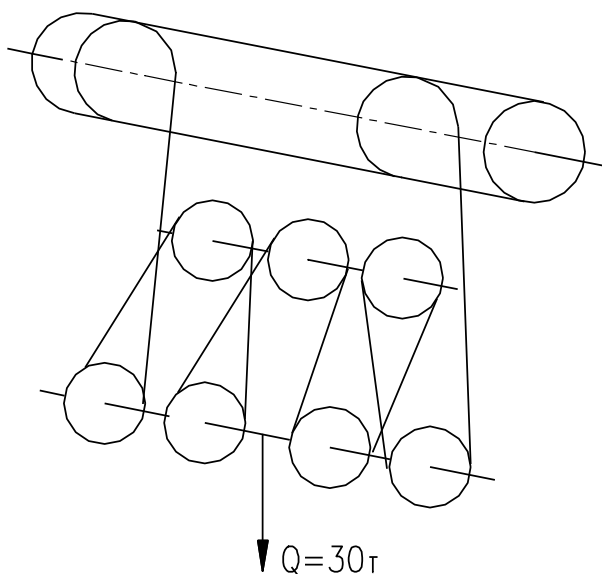


Рисунок 1.1 - Схема поліспасти

Визначаємо кількість рухомих, нерухомих, направляючих блоків і ККД поліспасти:

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

де $\eta = 0,98$ - ККД блока, встановленого на підшипниках кочення;

$i_n = 4$ - кратність поліспасти.

$$\eta = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3}{4} = 0,97$$

1.2 ВИБІР ВАНТАЖНОГО КАНАТА

Вибір сталевих канатів, що застосовуються як вантажні, стрілові, вантові, несучі та тягові, проводиться відповідно до вимог ДНАОП 0.00-1.03-02 та чинних НД.

Сталеві канати перевіряємо розрахунком за формулою:

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

де $F_{розр}$ – розривне зусилля каната в цілому (Н), що приймається за документом виробника про якість каната або документом про їх випробування, а під час проектування – за даними стандарту;

F_{max} – найбільший розрахунковий натяг вітки каната.

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

де $G_n = (0,02...0,03) \cdot Q = (0,02...0,03) \cdot 10 = 0,2...0,3 \text{ т}$ - маса підвіски,

Q - маса вантажу, т;

$a = 2$ - кількість віток каната, які намотуються на барабан;

$m = 1$ - кількість відхиляючих блоків.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (30 + 0,8)}{2 \cdot 4 \cdot 0,99 \cdot 0,97^3} = 38,94 \text{ кН},$$

Для подальших розрахунків приймаємо значення $F_{max}=38,9$ кН.

Z_p – коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), визначаємо за табл. 1.1 в залежності від групи режиму класифікації механізму підймання М7 (ISO 4301/1-86);

$$F_{розр} = 4,5 \cdot 38,9 = 175 \text{ кН}$$

Таблиця 1.1 – Коефіцієнт вибору канатів

Режими роботи, групи режиму роботи, класифікації механізмів відповідно			Рухомі канати	Нерухомі канати
за правилами Держгіртехнагляду	ДСТУ ISO 4301-1:2004	за ISO 4301/1-86	Z_p	
Легкий (Л)	1М	М1	3,15	2,50
		М2	3,35	2,50
		М3	3,55	3,00
	2М	М4	4,00	3,50
	3М	М5	4,50	4,00
Середній (С)	4М	М6	5,60	4,50
Важкий (В)	5М	М7	7,10	5,00
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	9,00	5,00

Приймаємо канат подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6×36 20-Г-В-Н-Р-1670 згідно з ДСТУ EN 12385-4:2013 [1]:

- діаметр $d_k = 20$ мм;
- маркувальна група – 1670 МПа;
- маса каната (1000 м) – 1405 кг;
- розривне зусилля $F_{розр} = 210$ кН.

Позначення вибранного канату діаметром 20 мм:

20-Г-В-Н-Р-1670 ДСТУ EN 12385-4:2013

1.3 РОЗРАХУНОК ГВИНТІВ КРІПЛЕННЯ КАНАТА ДО БАРАБАНА

Зусилля натягу каната в місці кріплення

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} \quad (1.4)$$

де $e = 2,72$ - основа натурального логарифма;

$f = 0,16$ - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 3 \cdot \pi$ (1,5 витка) - кут обхвату барабана не змотуваними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

$$F_{KP} = \frac{38900}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot \pi}} = 13864 \text{ Н}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{KP}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_P} \quad (1.5)$$

де $d_1 = 20 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр різьби гвинта (шпильки), [7, с. 20].

$[\sigma]_P = 50 \dots 60 \text{ МПа}$ - допустиме напруження розтягу для гвинтів із сталі

Ст 3.

Кількість гвинтів Z приймається не менше як два.

$$Z = \frac{3 \cdot 13864}{20^2 \cdot 50} = 2 \text{ приймаємо } Z=3.$$

1.4 ВИБІР ГАКА

Гак вибирається за номінальною вантажопідйомністю та групою режиму роботи відповідно до призначення в машинному приводі. Приймаємо гак №22, тип Б, маса – 170 кг.

Умовне позначення заготовки гака №22, типу Б (довгий гак), виконання 2 (з приливом):

Заготовка гака 22Б–2 згідно з ДСТУ EN 1677-1:2014.

Запобіжні замки для однорогих гаків, що використовуються у вантажопідіймальних кранах і машинах загального призначення, повинні відповідати вимогам ДСТУ EN 1677-2:2014. [2]

1.5 РОЗРАХУНОК РОЗМІРІВ БЛОКІВ ТА БАРАБАНА

Мінімальні діаметри барабанів, блоків, зрівняльних блоків, що обгинаються сталевими канатами, визначають за формулами:

$$D_1 \geq h_1 \cdot d ; \quad D_2 \geq h_2 \cdot d ; \quad D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (1.6)$$

де d – діаметр каната, мм

D_1, D_2, D_3 – діаметри відповідно барабана, блока, зрівняльного блока по середній лінії навитого каната, мм

h_1, h_2, h_3 – коефіцієнти вибору діаметрів відповідно барабана, блока, зрівняльного блока, [табл. 1.2],

$$D_1 \geq h_1 \cdot d = 18 \cdot 20 = 360 \text{ мм, приймаємо } D_1 = 720 \text{ мм}$$

$$D_2 \geq h_2 \cdot d = 20 \cdot 20 = 400 \text{ мм, приймаємо } D_2 = 400 \text{ мм}$$

$$D_3 \geq h_3 \cdot d = 14 \cdot 20 = 280 \text{ мм, приймаємо } D_3 = 280 \text{ мм}$$

Таблиця 1.2 – Коефіцієнти вибору діаметрів барабана (h_1), блока (h_2), зрівняльного блока (h_3)

Режими роботи, групи режиму роботи, групи класифікації механізмів відповідно			Коефіцієнти вибору діаметрів		
за правилами Держгіртехнагляду	за ДСТУ EN 3-7:2014	за ISO 4301/1-86	h_1	h_2	h_3
Легкий (Л)	1М	M1	11,2	12,5	11,2
		M2	12,5	14,0	12,5
		M3	14,0	16,0	12,5
	2М	M4	16,0	18,0	14,0
	3М	M5	18,0	20,0	14,0
Середній (С)	4М	M6	20,0	22,4	16,0
Важкий (В)	5М	M7	22,4	25,0	16,0
Дуже важкий (ДВ)	6М	M8	25,0	28,0	18,0

Розрахунок барабана

Довжина однієї гілки каната, намотуваного на барабан при підйомі вантажу на задану висоту $H = 20$ м при прийнятій схемі запасовки:

$$L_k = H \cdot m = 80 \quad (1.7)$$

Кількість робочих витків нарізки барабана:

$$Z_p = \frac{L_k}{\pi \cdot D_m} = 36 \quad (1.8)$$

Повна кількість витків нарізки:

$$Z = Z_p + Z_1 + Z_2 = 39 \quad (1.9)$$

кількість додаткових (розвантажуючих) витків нарізки барабана, на яких повинен залишатися канат після опускання підвіски в крайнє нижнє положення $Z_1 = 2$;

кількість запасних витків нарізки, які повинні залишатися порожніми після підйому підвіски в крайнє верхнє положення (на випадок витяжки каната) $Z_1 = 1$. [12]

Довжина нарізки барабана для однієї гілки каната, мм:

$$L_p = Z \cdot t = 936 \quad (1.10)$$

крок нарізки барабана $t = 24$ мм, загальна довжина барабана $L = 2480$ мм.

Заготівля для барабана — центробіжно-литий товстостінний трубний заготовок (730×660×2480, ТУ 14-3-1747-90). Матеріал труби — сталь 25Л, ДСТУ 977:2006.

Границя текучості матеріалу барабана $\sigma_T = 235$ МПа.

Напруга стиску, що допускає, стінки для сталевого

$$[\sigma_{\dot{N}E}] = \frac{\sigma_{\delta}}{2} = 117,5 \text{ барабана МПа}$$

Прийнята товщина стінки барабана $\delta = 15$ мм

Напруга стиску стінки барабана $\sigma_T = 235$

Найменший внутрішній діаметр обічайки барабана $D_{in} = 660$ мм

Кути відхилення каната на барабані

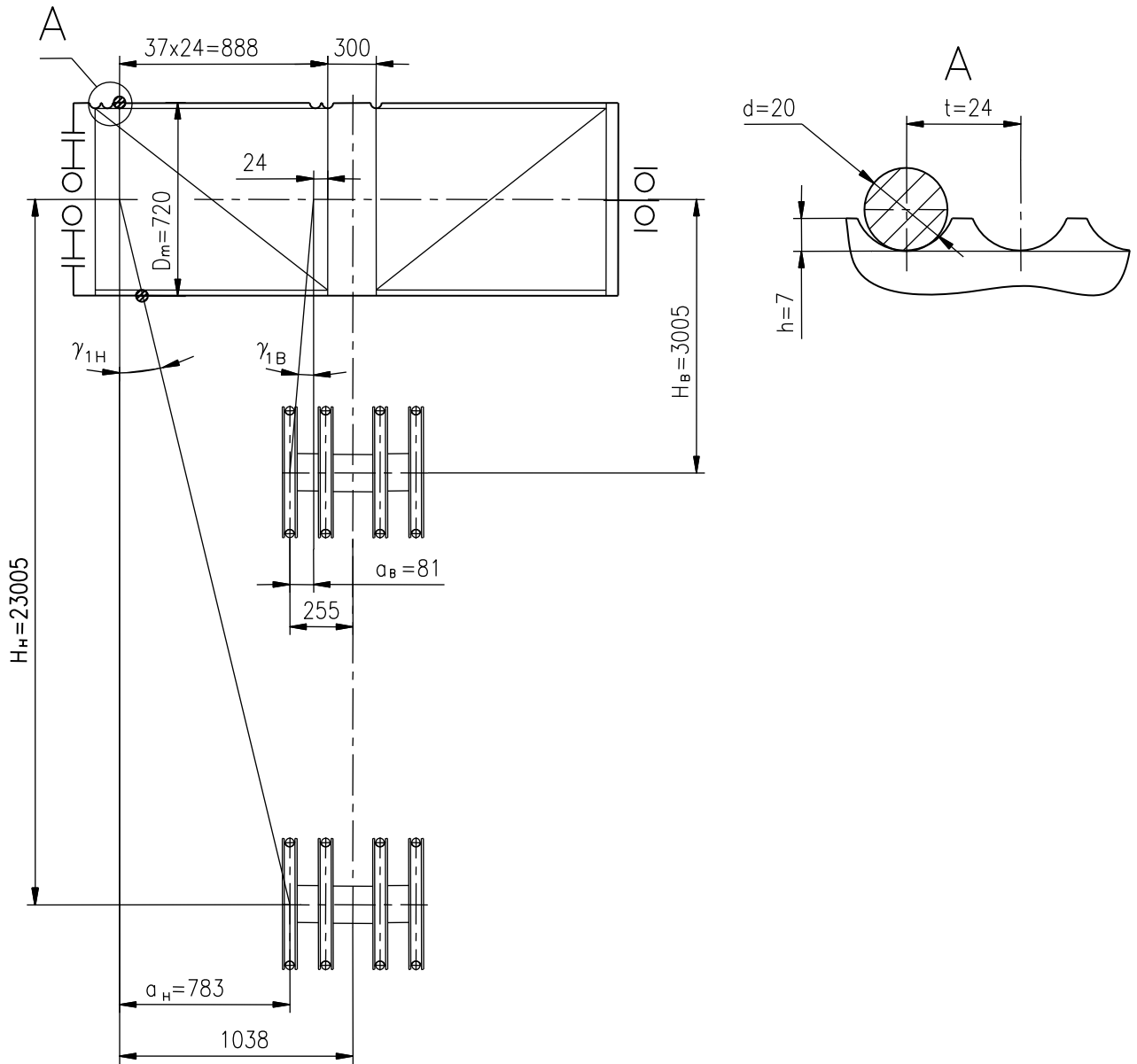


Рисунок 1.2 - Розрахункова схема для визначення кутів відхилення каната на барабані.

Допустимий кут відхилення каната від нормалі до вісі барабана (канат відхиляється убік сусідніх витків):

$$\operatorname{tg}[\gamma_1] = 2k \cdot \operatorname{tg}\beta_1 \frac{d}{D_m} - \frac{t}{\pi \cdot D_m} \quad (1.11)$$

$$\operatorname{tg}[\gamma_1] = 0,0522142; [\gamma_1] = 3^\circ$$

Коефіцієнт, що залежить від згинаючої жорсткості каната (канат типу ЛК-РО хрестової звивки), $k = 2$. Половина кута профілю канавки барабана:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{t^2 - 4h^2}{4h \cdot t} \quad (1.12)$$

$$\operatorname{tg}[\beta_1] = 0,565476$$

Розрахункові кути відхилення каната від нормалі до вісі барабана:

$$\text{у верхнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{1E} = \frac{a_E}{H_{1E}} = 0,02695$$

$$\gamma_{1E} < [\gamma_1] = 1,54^\circ$$

$$\text{у нижнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{1H} = \frac{a_H}{H_{1H}} = 0,03404$$

$$\gamma_{1H} < [\gamma_1] = 1,95^\circ$$

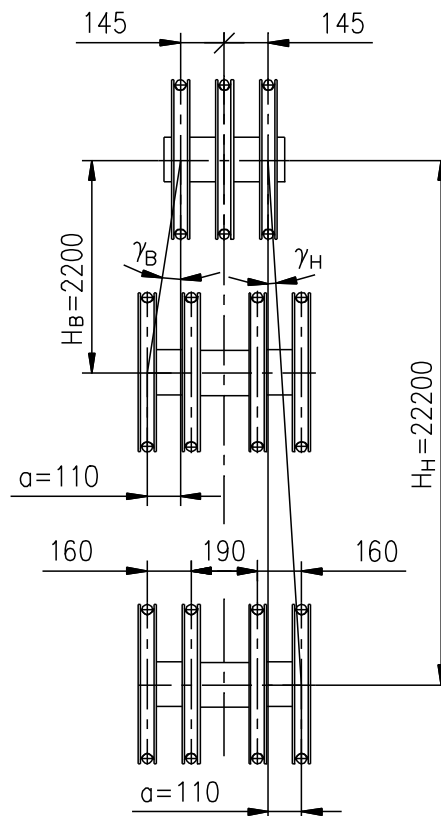


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема для визначення кутів відхилення каната на крайньому блоці верхніх блоків.

Максимальний кут відхилення каната на крайньому блоці верхніх блоків
Допустимий кут відхилення каната від нормалі до осі крайнього блоку
верхніх блоків:

$$\operatorname{tg}\gamma_2 = 2k \cdot \operatorname{tg}\beta_2 \frac{d}{D_{\text{бл}}^{\text{сп}}} \quad (1.13)$$

$$\operatorname{tg}[\gamma_2] = 0,056, \quad \gamma_2 = 3,2^\circ$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \operatorname{tg}20^\circ$$

Розрахункові кути відхилення каната від нормалі до осі крайнього блоку
верхніх блоків:

$$\text{у верхнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{2E} = \frac{a_E}{H_{2E}} = 0,05$$

$$\gamma_{2E} < [\gamma_2] = 2,68^\circ$$

$$\text{у нижнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{2H} = \frac{a_H}{H_{2H}} = 0,04955$$

$$\gamma_{2H} < [\gamma_2] = 0,288^\circ$$

Розрахунок навантаження на опори барабана.

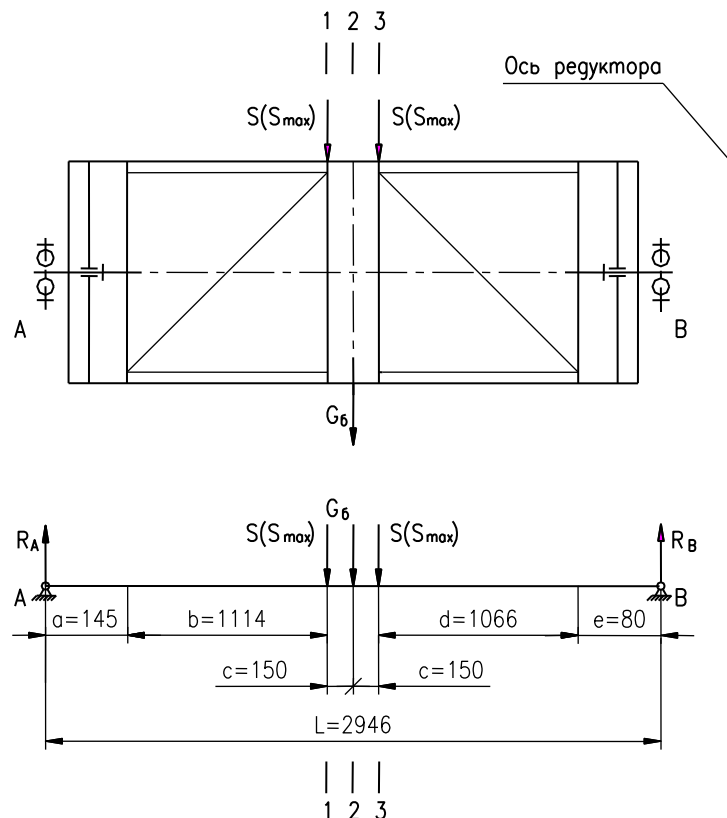


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема барабана.

Розрахунок провадимо для двох випадків навантаження:

1 - натяг каната від номінального навантаження $S = 38940 \text{ Н}$.

2 – максимальний натяг каната $S_{\max} = k_s \cdot S = 1.25 \cdot 38940 = 48675 \text{ Н}$.

Реакція опор барабана для 1-го случаю навантаження

$$\text{Реакція опори А підшипника } R_A = \frac{2S(d+e+c) + G_B(d+e+c)}{L} \quad (1.14)$$

$$R_A = 40400 \text{ Н}$$

Вага барабана - $G_B = 13900 \text{ Н}$

$$\text{Реакція опори В підшипника } R_B = \frac{2S(a+b+c) + G_B(a+b+c)}{L} \quad (1.15)$$

$$R_B = 44000 \text{ Н}$$

Реакція опор барабана для 2-го случаю навантаження

$$\text{Реакція опори А підшипника } R_A^{\max} = \frac{2S^{\max}(d+e+c) + G_B(d+e+c)}{L} \quad (1.16)$$

$$R_A^{\max} = 50000 \text{ Н}$$

$$\text{Реакція опори В підшипника } R_B^{\max} = \frac{2S^{\max}(a+b+c) + G_B(a+b+c)}{L} \quad (1.17)$$

$$R_B^{\max} = 53200 \text{ Н}$$

Згинальні моменти в небезпечних перерізах барабана для 1-го випадку навантаження

Перетин 1-1: $M_1 = R_A(a+b)$, Нмм	M_1	50863600
-------------------------------------	-------	----------

Перетин 2-2: $M_2 = R_A(a + b + c) - S \cdot c$, Нмм	M_2	51082600
Перетин 3-3: $M_2 = R_B(d + e)$, Нмм	M_3	50424000

Згинальні моменти в небезпечних перерізах барабана для 1-го випадку навантаження

Перетин 1-1: $M_1^{\max} = R_A^{\max}(a + b)$, Нмм	M_1	50863600
Перетин 2-2: $M_2 = R_A(a + b + c) - S \cdot c$, Нмм	M_2	51082600
Перетин 3-3: $M_2 = R_B(d + e)$, Нмм	M_3	50424000

Розрахунок барабана на спільну дію вигину, стискання й кручення в січ.2-2
Результуюча напруга для сталевого барабана:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma_{\text{б}}] \quad (1.18)$$

$$\sigma_{\text{н\ddot{o}i}} = 117 \text{ Н\ddot{o}a}$$

Напруга вигину в найбільш навантаженому перетині:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_2^{\max} \cdot D_{\text{d}}}{0.1(D_{\text{d}}^4 - D_{\text{in}}^4)} \quad (1.19)$$

$$\sigma_{\text{i}} = 9 \text{ МПа}$$

Напруга стиску стінки барабана, $\sigma_{\text{сж}} = 108 \text{ МПа}$

Напруга крутіння барабана

$$\tau_{\text{и}} = \frac{M_{\text{д}} \cdot D_{\text{д}}}{0.2(D_{\text{д}}^4 - D_{\text{in}}^4)} \quad (1.20)$$

$$\tau_{\text{кр}} = 3 \text{ МПа}$$

Напруга матеріалу, що допускає, барабана:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{II}} \quad (1.21)$$

$$[\sigma] = 147 \text{ МПа}$$

границя текучості матеріалу барабана, $\sigma_T = 265 \text{ МПа}$

Для другого випадку навантаження, що відповідає максимальним зусиллям, здійснюється перевірка підшипника опори В на стійкість до статичних навантажень, оскільки саме він зазнає найбільшого навантаження.

У свою чергу, за умов першого випадку навантаження, який характеризується номінальними значеннями, підшипник опори В перевіряється на довговічність за величиною еквівалентного динамічного навантаження.

Таблиця 1.3 - Перевірка підшипника опори В установки барабана
(див. мал. 6.5)

Параметри	Позначення	Величина
Опора підшипника (опора В). Підшипник 3618 ДСТУ 9080:2021. $X_0 = 1, X=1,$ Статична вантажопідйомність, Н Динамічна вантажопідйомність, Н	 Z_0 C	 300000 400000
Параметри	Позначення	Величина
Осьове навантаження на підшипник відсутній.		
Еквівалентне статичне навантаження на підшипник, Н	P_0	53200
$P_0 = X_0 \cdot R_B^{\max} = R_B^{\max}$		$P_0 < Z_0$
Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н	P	52800
$P = X \cdot R_B \cdot k_6 = R_B \cdot k_6$		
Динамічний коефіцієнт	k_6	1.2

Довговічність підшипника, година	L_h	1697000
$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$		$L_h > L$
швидкість обертання барабана, про/хв	n	15.4
$n = \frac{n_m}{i_o}$		
показник ступеня для роликових підшипників	p	$\frac{10}{3}$
Довговічність підшипників, що рекомендує, для середнього режиму роботи, година	L	7000

1.6 РОЗРАХУНОК ГАКОВОЇ ПІДВІСКИ

Таблиця 1.4 - Розрахунок траверси підвіски

Параметри	Позначення	Величина
Матеріал траверси	Гр.IV КП 245 ДСТУ EN 10025-2:2019 Сталь 45-2ГП ДСТУ 2651:2005	
Границя текучості сталі, МПа	$\sigma_{T.P}$	245
Реакції опор, Н		
$R_A = R_B = \frac{1.25Q}{2}$	$R_A=R_B$	183940
Згинальні моменти в перетинах, Нмм		
Перетин 1-1 $M_1 = R_A \cdot 0.5L$	M_1	31637680
Перетин 2-2 $M_2 = R_A \cdot 0.5 \cdot l$	M_2	2943040
Моменти опору перетинів, мм ³		

Перетин 1-1	$W_1 = \frac{(B - d_0)H^2}{6}$	W_1	234083
Перетин 2-2	$W_2 = 0.1d_2^3$	W_2	100000
Напруги вигину, у перетинах, МПа			
Перетин 1-1	$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_1} < [\sigma_{II}]$	σ_1	135
Перетин 2-2	$\sigma_2 = \frac{M_2}{W_2} < [\sigma_{II}]$	σ_2	29
Напруги зрізу, у перетині 2-2, МПа			
	$\tau_2 = \frac{4 \cdot 4 \cdot R_A}{3 \cdot \pi \cdot d_2^2} < [\tau_{cp}]$	τ_2	31

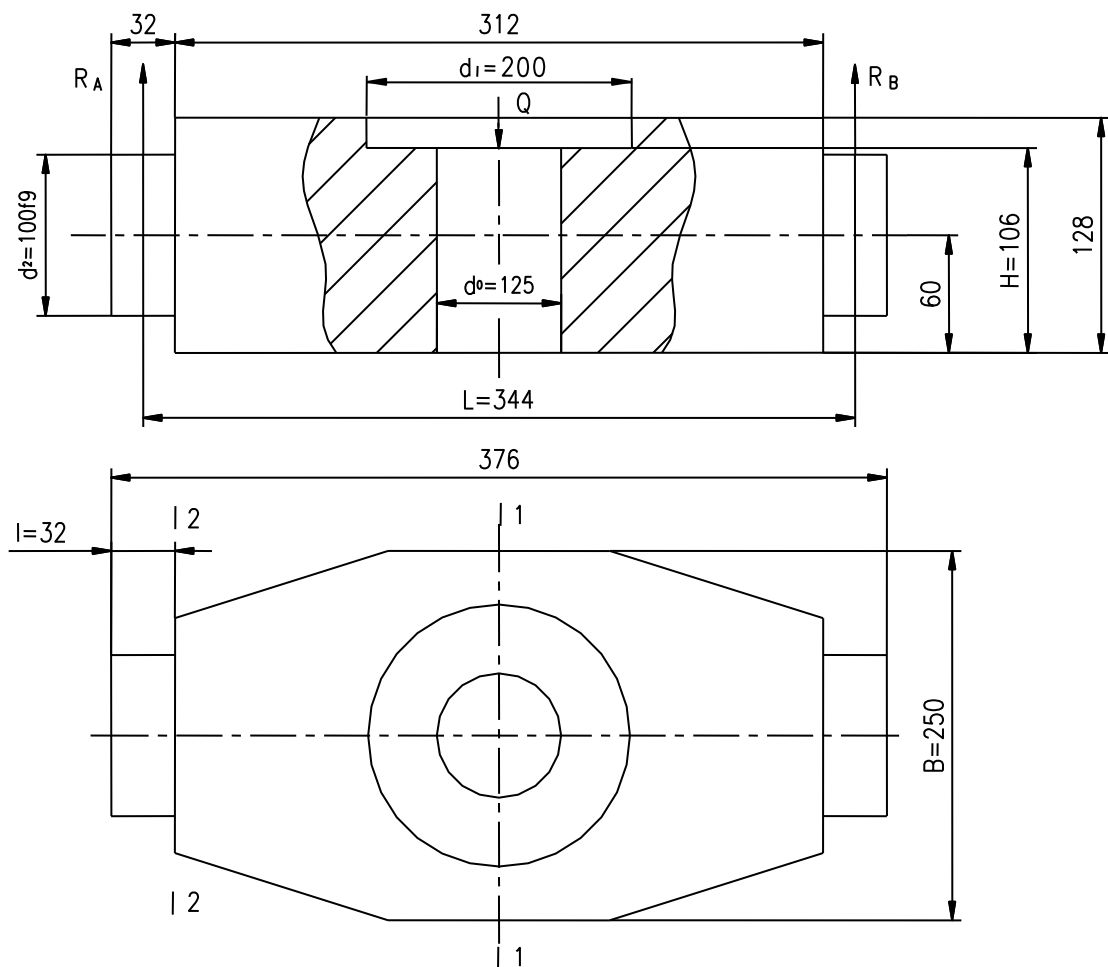


Рисунок 1.5 – Ескіз траверси підвіски.

Продовження таблиці 1.5

Параметри	Позначення	Величина
Наведені напруги, у перетині 2-2, МПа		
$\sigma_{np2} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + 3(\tau_2)^2} < [\sigma_I]$	σ_{np2}	61
Напруги вигину, що допускають, Мпа $[\sigma_{II}] = 1.2\sigma_{T.P.} \cdot \frac{1}{n}$	$[\sigma_I]$	184
Запас міцності для кування механізму підйому	n	1.6
Напруги зрізу, що допускають, Мпа $[\tau] = \frac{\sigma_{T.P.} \cdot k}{n}$	$[\tau]$	89
Коефіцієнт переходу до похідним припуска напруженням, що, на зріз	k	0.58

Серга підвіски

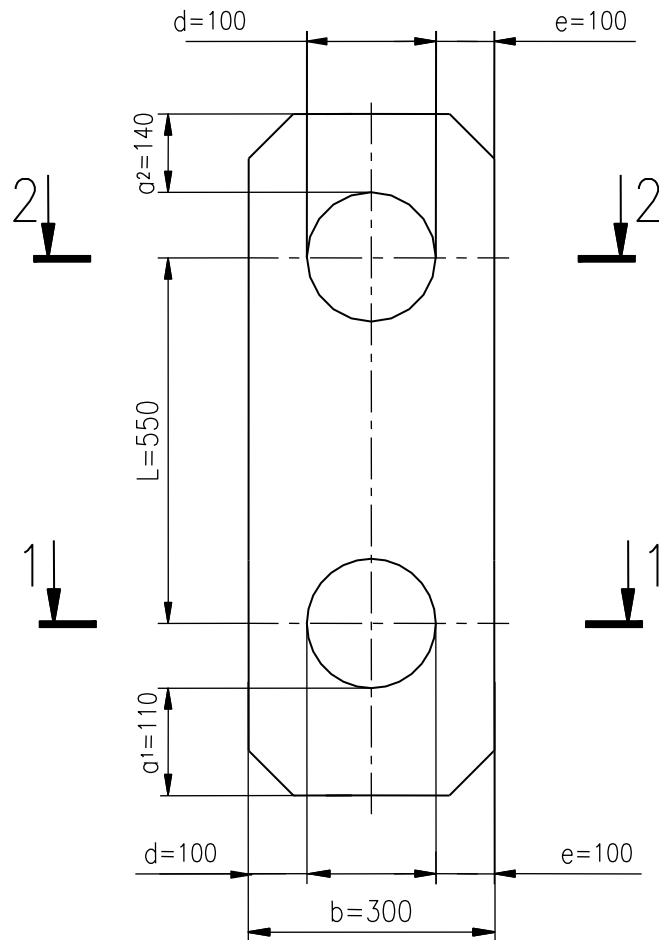


Рисунок 1.6 – Ескіз щоки підвіски

Таблиця 1.6 – Розрахунок вушка підвіски

Параметри	Позначення	Величина
Матеріал вушка	ДСТУ 2834-94 ДСТУ 8541-2015	
Границя текучості сталі, МПа	σ_T	295
Товщина одиночного вушка, мм	δ	25
Розміри щоки повинні задовольняти наступним умовам:		
$d \leq 0,6 \cdot b$		$100 < 180$
$b \leq 20 \cdot \delta$		$300 < 500$
$L \geq 3 \cdot d$		$550 > 300$

Продовження таблиці 1.7

Параметри	Позначення	Величина
Напруги розтягання у вушку в перетинах, МПа		
Перетин 1-1	$\sigma_{p1} = \alpha_1 \cdot \frac{1.25Q}{2 \cdot \delta(b-d)} < [\sigma_p]$	σ_{p1} 114
Перетин 2-2	$\sigma_{p2} = \alpha_2 \cdot \frac{1.25Q}{2 \cdot \delta(b-d)} < [\sigma_p]$	σ_{p2} 94
Коефіцієнт, прийнятий залежно від відносного діаметрального зазору $\Delta_{про}$ й відносини a/e	α_1	3.1
	α_2	3.2
Відносний діаметральний зазор $\Delta_o = 0.7 \frac{d_{max} - d_{min}}{d_{nom}}$	$\Delta_{про1}$	0.00343
	$\Delta_{о2}$	0.001694
Найбільший діаметр отвору, мм	d_{max}	100.22
Найменший діаметр траверси й осі, мм	d_{min1}	99.877
	d_{min2}	99.978
Номінальний діаметр траверси й осі, мм	d_{nom}	100
Напруги зминання по діаметральній площині, МПа		
$\sigma_{см} = \frac{1.25Q}{2 \cdot d \cdot \delta} < [\sigma_{див}]$	$\sigma_{см}$	74
Напруги розтягання, що допускають, Мпа	$[\sigma_p]$	184
$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{т.р}}{n}$		
Запас міцності для прокату механізму підйому	n	1.6
Напруги зминання, що допускають, Мпа	$[\sigma_{см}]$	138
$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_{т.р} \cdot k_{см}}{n}$		
Коефіцієнт переходу до похідним припуска напруженням, що, на місцеве зминання	k	0.75

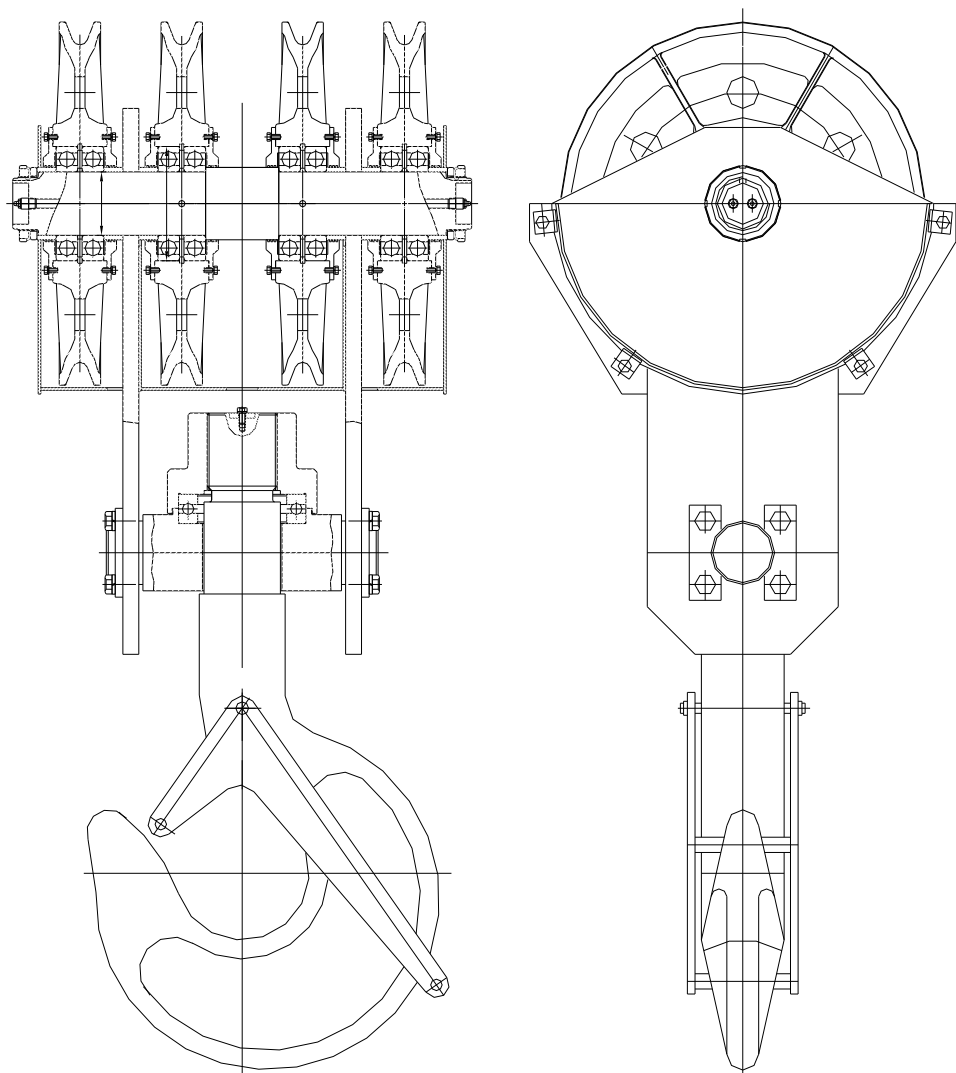


Рисунок 1.7 Ескіз підвіски

1.7 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Електродвигун вибираємо з каталогу по необхідній потужності:

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot Q_{max} \cdot V_n}{\eta}, \quad (1.23)$$

де $V_{II} = 0,18$ м/с - швидкість підйому вантажу,

η - загальний ККД механізму підйому;

$$\eta = \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{p} \cdot \eta_{M} \quad (1.24)$$

де η_{Π} , η_{δ} , η_{p} , η_{M} - ККД відповідно поліспасти, барабана, редуктора, муфти.

$\eta = 0,85 \dots 0,9$, приймаємо $\eta = 0,894$.

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot 30,8 \cdot 0,133}{0,894} = 44,9 \text{ кВт}$$

K21R315M8NSLLHBTWSIL

Потужність – $P_{дв} = 75$ кВт.

Частота обертання – $n_{дв} = 738$ хв⁻¹.

Максимальний момент – $T = 1710$ Н·м.

Момент інерції – $I_p = 3,33$ кг·м².

Маса – $m = 800$ кг, [рис. 1.7].

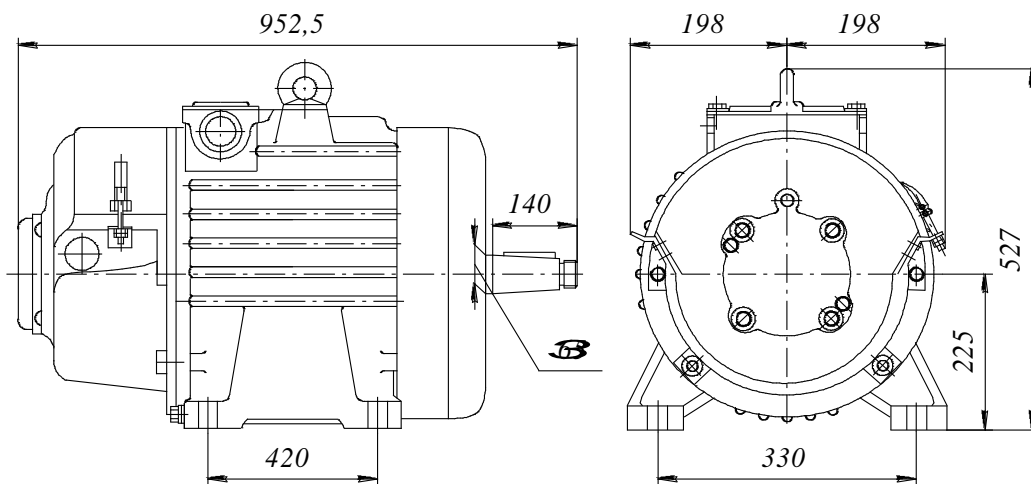


Рисунок 1.8 – Електродвигун K21R315M8NSLLHBTWSIL

1.8 ВИБІР РЕДУКТОРА

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності P_{CT} :

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_{\sigma}} = 52,3 \quad (1.25)$$

де $n_{дв} = 720 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання вала двигуна;

n_{σ} - частота обертання барабана при підйомі вантажу, хв^{-1} ;

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_{II} \cdot i_{II}}{\pi \cdot D_I} = \frac{60 \cdot 0,133 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,72} = 14,1 \text{ об}^{-1}; \quad (1.26)$$

$V_{II} = 0,133 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу,

$D_I = 0,720 \text{ м}$ - діаметр барабана по центрам витків.

Приймаємо: редуктор – **РК-500-50-22М У2**.

Передаточне число – $U = 48,57$.

Частота обертання швидкохідного валу – 738 хв^{-1} .

Крутний момент на тихохідному валу максимальний – $T_T = 28,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Перевіряємо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_I \cdot n_{дв}}{i_{II} \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,72 \cdot 738}{2 \cdot 52,3 \cdot 60} = 0,147 \text{ м/с} \quad (1.27)$$

де U_p - передаточне число редуктора.

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_{II} - V_{\phi}}{V_{II}} \cdot 100\% = \frac{0,133 - 0,147}{0,133} \cdot 100\% = 10\% \quad (1.28)$$

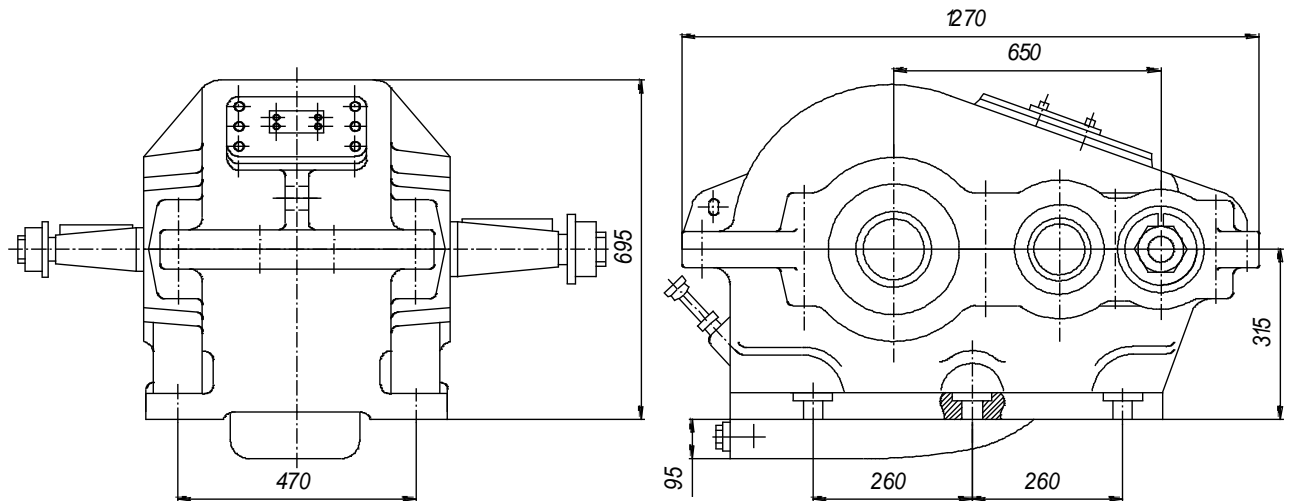


Рисунок 1.9 – Редуктор **PK-500-50-22M U2**

1.9 ПЕРЕВІРКА ДВИГУНА ЗА ЧАСОМ ПУСКУ

Обраний електродвигун підлягає перевірці на нагрівання, а також на відповідність часу розгону механізму. [11]

Для цього визначається еквівалентна потужність двигуна, при якій забезпечується недопущення перегріву обмоток.:

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25}, \quad (1.29)$$

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

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

$$P_{EKB} = 1 \cdot 0,86 \cdot 44,9 = 38,6 \leq 44,9 \text{ кВт}$$

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_0}{T_n^{CP} \pm T_{CT}} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (1.30)$$

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

$$I_{3B} = \delta \cdot (I_P + I_M) + m \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_3}, \quad (1.31)$$

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

I_P, I_M - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шківа (муфти),

$$I_P = 0,750 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_M = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m = 10^3 \cdot Q_{max} = 10^3 \cdot 32,8 = 32800 \text{ кг} - \text{ маса вантажу, який піднімають,}$$

R_{σ} - радіус барабана,

$$R_{\sigma} = 0,72 \text{ м};$$

U_P - передаточне число редуктора;

$$U_P = 52,3;$$

T_n^{cP} - середній пусковий момент електродвигуна, $Н \cdot м$;

$$T_n^{cP} = \psi \cdot T_H = 1,55 \cdot 968 = 1452 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.32)$$

де $\psi = 1,5-1,6$ - середня кратність пускового моменту для двигунів трьохфазного струму с фазним ротором.

T_H - номінальний момент електродвигуна;

$$T_H = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P_{\sigma}}{n_{\sigma}} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 44,9}{738} = 968 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.30)$$

$$I_{3B} = 1,2 \cdot (0,75 + 0,8) + 32800 \cdot \frac{0,72^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 52,3^2 \cdot 0,88} = 1,97 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$T_{\text{ст}} = \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}} \cdot D_1}{2 \cdot i_n \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{10^4 \cdot 30,8 \cdot 0,72}{2 \cdot 4 \cdot 52,3 \cdot 0,88} = 602 \text{ Н} \cdot \text{м} - \text{момент на валу двигуна від маси}$$

вантажу.

$$t_n = 1 \text{ с.}$$

1.10 ВИБІР ГАЛЬМ ТА МУФТИ

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмовому моменту T_{Γ} , $\text{Н} \cdot \text{м}$:

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}} \cdot D_1 \cdot \eta \cdot K_{\Gamma}}{2 \cdot i_n \cdot U_p} = \frac{10^4 \cdot 30,8 \cdot 0,72 \cdot 0,947 \cdot 1,5}{2 \cdot 4 \cdot 52,3} = 820 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.31)$$

де $K_{\Gamma} = 1,5$ - коефіцієнт запасу гальмування для важкого режиму роботи.

Тип гальм – **ТКГ-400 У2**.

Діаметр гальмівного шківа – 400 мм;

Найбільший гальмовий момент – 1500 Н·м;

Маса гальм – 100 кг.

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

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{\text{MAX}}; \quad (1.32)$$

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.

$$T_M = 1710 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Муфта зубчаста з проміжним валом та гальмівним шківом МЗП по ДСТУ 2821-94 [3].

Найбільший крутний момент - 1000 Н·м.

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ

2.1 ВИБІР СХЕМИ ТА КРАТНОСТІ ПОЛІСПАСТА

Виходячи з рекомендацій технічної літератури та на основі конструктивних рішень існуючого аналога, у даному проєкті передбачено використання здвоєного поліспасти з кратністю $i_n = 2$. Така схема забезпечує вертикальне переміщення вантажу, а також сприяє рівномірному розподілу навантаження на опори барабана та ходові колеса при підйомі. Зазвичай кратність поліспасти підбирають так, щоб натяг у кожній вітці каната не перевищував 50 кН . Це обумовлено тим, що збільшення кратності поліспасти, як правило, дозволяє зменшити загальні габарити та масу приводу підйомного механізму. [8]

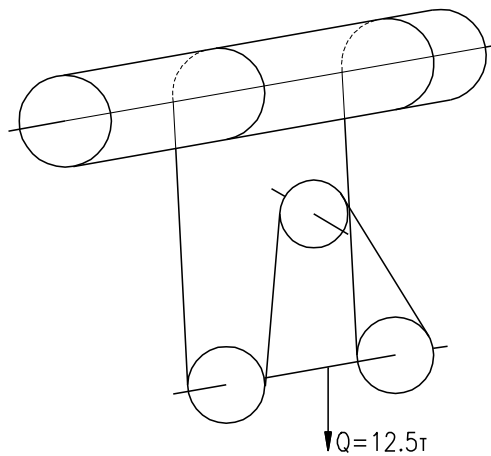


Рисунок 2.1 - Схема поліспасти

Визначаємо кількість рухомих, нерухомих, направляючих блоків і ККД поліспасти:

$$\eta = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n} \quad (2.1)$$

де $\eta = 0,98$ - ККД блока, встановленого на підшипниках кочення;

$i_n = 2$ - кратність поліспасти.

$$\eta = \frac{1+0,98}{2} = 0,99$$

2.2 ВИБІР ВАНТАЖНОГО КАНАТА

Вибір сталевих канатів, що застосовуються як вантажні, стрілові, вантові, несучі та тягові, проводиться відповідно до вимог ДНАОП 0.00-1.03-02 та чинних НД.

Сталеві канати перевіряємо розрахунком за формулою:

$$F_{розр} = Z_p \cdot F_{max} \leq [F]_{розр}, \quad (2.2)$$

де $F_{розр}$ – розривне зусилля каната в цілому (Н), що приймається за документом виробника про якість каната або документом про їх випробування, а під час розроблення – за даними стандарту;

F_{max} – найбільший розрахунковий натяг вітки каната.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m}, \quad (2.3)$$

де $G_n = (0,02...0,03) \cdot Q = (0,02...0,03) \cdot 10 = 0,2...0,3 \text{ т}$ - маса підвіски,

Q - маса вантажу, т;

$a = 2$ - кількість віток каната, які намотуються на барабан;

$m = 1$ - кількість відхиляючих блоків.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (12,5 + 0,5)}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 32,205 \text{ кН},$$

різниця складає 1 кН. Для подальших розрахунків приймаємо значення

$$F_{max} = 32,2 \text{ кН}.$$

Z_p – мінімальний коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), визначаємо за табл. 1.1 в залежності від групи режиму класифікації механізму підймання М6 (ISO 4301/1-86);

$$F_{\text{дiср}} = 5.6 \cdot 32,2 = 180 \text{ кН}$$

Таблиця 2.1 – Коефіцієнт вибору канатів

Режими роботи, групи режиму роботи, класифікації механізмів відповідно			Рухомі канати	Нерухомі канати
за правилами Держгіртехнагляду	ДСТУ ISO 4301-1:2004	за ISO 4301/1-86	Z_p	
Легкий (Л)	1М	М1	3,15	2,50
		М2	3,35	2,50
		М3	3,55	3,00
	2М	М4	4,00	3,50
	3М	М5	4,50	4,00
Середній (С)	4М	М6	5,60	4,50
Важкий (В)	5М	М7	7,10	5,00
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	9,00	5,00

Приймаємо канат подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6×36 20-Г-В-Н-Р-1670 ДСТУ EN 12385-4:2013 [1]:

- діаметр $d_k = 20$ мм;
- маркувальна група – 1670 МПа;
- маса каната (1000 м) – 1405 кг;
- розривне зусилля $F_{\text{розр}} = 210$ кН.

Позначення обраного канату діаметром 20 мм:

20-Г-В-Н-Р-1670 ДСТУ EN 12385-4:2013

2.3 РОЗРАХУНОК ГВИНТІВ КРІПЛЕННЯ КАНАТА ДО БАРАБАНА

Зусилля натягу каната в місці кріплення

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} \quad (2.4)$$

де $e = 2,72$ - основа натурального логарифма;

$f = 0,16$ - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 3 \cdot \pi$ (1,5 витка) - кут обхвату барабана не змотуваними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

$$F_{KP} = \frac{32.2}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot \pi}} = 11466 \text{ Ї}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{KP}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_P} \quad (2.5)$$

де $d_1 = 20 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр різьби гвинта (шпильки), [7, с. 20].

$[\sigma]_P = 50 \dots 60 \text{ МПа}$ - допустиме напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст ДСТУ 2821-94

Кількість гвинтів Z приймається не менше як два.

$$Z = \frac{3 \cdot 11466}{20^2 \cdot 50} = 1.7 \text{ приймаємо } Z=4.$$

2.4 ВИБІР ГАКА

Гак вибираємо за номінальною вантажопідйомністю та групою режиму роботи для машинного приводу. Приймаємо гак №17, тип Б, маса 44,5 кг [2]. Умовне позначення заготовки гака №17, типу Б (довгий гак), виконання 2 (з приливом):

Заготовка гака 17Б – 2 за ДСТУ EN 1677-1:2014

Запобіжні замки для однорогих гаків, що застосовуються у вантажопідіймальних кранах і машинах загального призначення, мають відповідати вимогам ДСТУ EN 1677-1:2014.

2.5 РОЗРАХУНОК РОЗМІРІВ БЛОКІВ ТА БАРАБАНА

Мінімальні діаметри барабанів, блоків, зрівняльних блоків, що обгинаються сталевими канатами, визначають за формулами:

$$D_1 \geq h_1 \cdot d ; \quad D_2 \geq h_2 \cdot d ; \quad D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (2.6)$$

де d – діаметр каната, мм

D_1, D_2, D_3 – діаметри відповідно барабана, блока, зрівняльного блока по середній лінії навитого каната, мм

h_1, h_2, h_3 – коефіцієнти вибору діаметрів відповідно барабана, блока, зрівняльного блока, [табл. 1.2],

$$D_1 \geq h_1 \cdot d = 20 \cdot 20 = 400 \text{ мм} \quad , \quad \text{визначається} \quad D_1 = 580 \text{ мм}$$

$$D_2 \geq h_2 \cdot d = 22.4 \cdot 20 = 448 \text{ мм} \quad , \quad \text{визначається} \quad D_2 = 500 \text{ мм}$$

$$D_3 \geq h_3 \cdot d = 16 \cdot 20 = 320 \text{ мм} \quad , \quad \text{визначається} \quad D_3 = 400 \text{ мм}$$

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти вибору діаметрів барабана (h_1), блока (h_2), зрівняльного блока (h_3)

Режими роботи, групи режиму роботи, групи класифікації механізмів відповідно			Коефіцієнти вибору діаметрів		
за правилами Держгіртехнагляду	за ДСТУ ISO 4301-1:2004	за ISO 4301/1-86	h_1	h_2	h_3

Легкий (Л)	1М	М1	11,2	12,5	11,2
		М2	12,5	14,0	12,5
		М3	14,0	16,0	12,5
	2М	М4	16,0	18,0	14,0
	3М	М5	18,0	20,0	14,0
Середній (С)	4М	М6	20,0	22,4	16,0
Важкий (В)	5М	М7	22,4	25,0	16,0
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	25,0	28,0	18,0

Розрахунок барабана

Довжина однієї гілки каната, намотуваного на барабан при підйомі вантажу на задану висоту $H = 20$ м при прийнятій схемі запасовки:

$$L_k = H \cdot m = 48 \quad (2.7)$$

Кількість робочих витків нарізки барабана:

$$Z_p = \frac{L_k}{\pi \cdot D_m} = 27 \quad (2.8)$$

Повна кількість витків нарізки:

$$Z = Z_p + Z_1 + Z_2 = 30 \quad (2.9)$$

кількість додаткових (розвантажувальних) витків нарізки барабана, які повинні залишатися зайнятими канатом після опускання вантажної підвіски в її найнижче положення, становить $Z_1 = 2$;

кількість резервних витків нарізки, які мають залишатися вільними після підйому підвіски у крайнє верхнє положення (з урахуванням можливої подовжньої деформації каната), приймається рівною $Z_1 = 1$.

Довжина нарізки барабана для однієї гілки каната, мм:

$$L_p = Z \cdot t = 720 \quad (2.10)$$

крок нарізки барабана $t = 24$ мм, загальна довжина барабана $L = 2265$ мм.

Заготівля для барабана - центробежно-литая товстостінна труба $\text{J}590 \times 520 \times 2240$ ТУ14-3-1747-90. Матеріал труби 25Л ДСТУ EN 10293:2018.

Границя текучості матеріалу барабана $\sigma_T = 235$ МПа.

Допустима напруга стиску стінки для сталевого барабана $[\sigma_{\bar{N}\bar{E}}] = \frac{\sigma_{\delta}}{2} = 117,5$

МПа

Прийнята товщина стінки барабана $\delta = 15$ мм

Напруга стискання стінки барабана $\sigma_T = 235$

Найменший внутрішній діаметр обічайки барабана $D_{in} = 520$ мм

Кути відхилення каната на барабані

Коефіцієнт, що залежить від згинаючої жорсткості каната (канат типу ЛК-РО хрестової звивки), $k = 2$. Половина кута профілю канавки барабана:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{t^2 - 4h^2}{4h \cdot t} \quad (2.12)$$

$$\operatorname{tg}[\beta_1] = 0.565476$$

Розрахункові кути відхилення каната від нормалі до осі барабана:

$$\text{у верхнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{1E} = \frac{a_E}{H_{1E}} = 0.03534$$

$$\gamma_{1E} < [\gamma_1] = 2^\circ$$

$$\text{у нижнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{1H} = \frac{a_H}{H_{1H}} = 0.02783$$

$$\gamma_{1H} < [\gamma_1] = 1,6^\circ$$

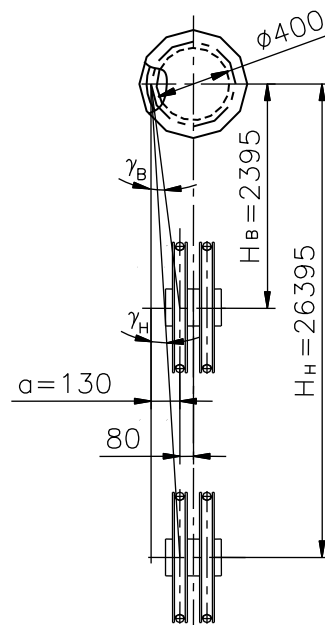


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема для визначення кутів відхилення каната на крайньому блоці верхніх блоків.

Кути відхилення каната на крайньому блоці верхніх блоків

Припустимий кут відхилення каната від нормалі до осі крайнього блоку верхніх блоків:

$$\operatorname{tg}\gamma_2 = 2k \cdot \operatorname{tg}\beta_2 \frac{d}{D_{\text{бл}}^{\text{сп}}} \quad (2.13)$$

$$\operatorname{tg}[\gamma_2] = 0.06933, \quad \gamma_2 = 4^\circ$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \operatorname{tg}20^\circ$$

Розрахункові кути відхилення каната від нормалі до осі крайнього блоку верхніх блоків:

$$\text{у верхнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{2E} = \frac{a_E}{H_{2E}} = 0.05428$$

$$\gamma_{2E} < [\gamma_2] = 3.1^\circ$$

$$\text{у нижнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{2H} = \frac{a_H}{H_{2H}} = 0.004546$$

$$\gamma_{2H} < [\gamma_2] = 0.26^\circ$$

Розрахунок навантаження на опори барабана.

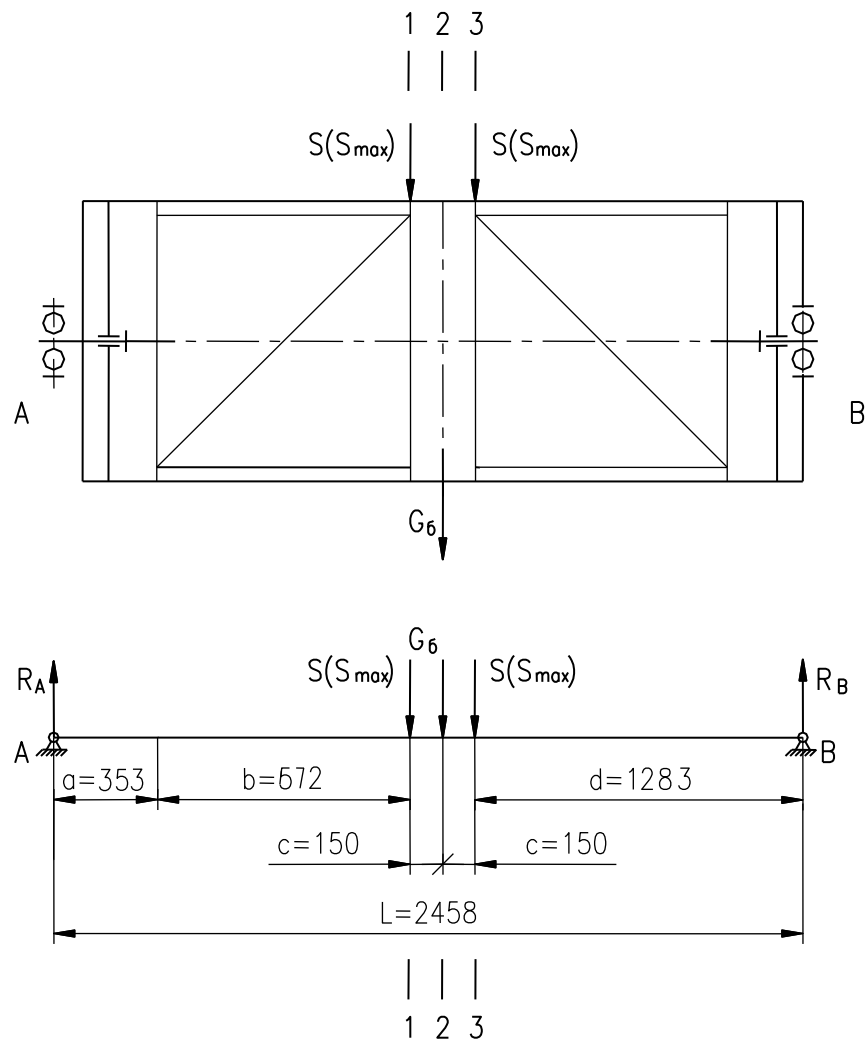


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема барабана.

Розрахунок проводимо для двох випадків навантаження:

1 - натяг каната від номінального навантаження $S = 32200 \text{ Н}$.

2 – максимальний натяг каната $S_{max} = k_s \cdot S = 1.25 \cdot 32200 = 40250 \text{ Н}$.

Реакція опор барабана для 1-го случаю навантаження

$$\text{Реакція опори А підшипника} \quad R_A = \frac{2S(d+e+c) + G_b(d+e+c)}{L} \quad (2.14)$$

$$R_A = 43300 \text{ Н}$$

Вага барабана - $G_b = 9800 \text{ Н}$

$$\text{Реакція опори В підшипника } R_B = \frac{2S(a+b+c) + G_B(a+b+c)}{L} \quad (2.15)$$

$$R_B = 35450 \text{ Н}$$

Реакція опор барабана для 2-го случаючи навантаження

$$\text{Реакція опори А підшипника } R_A^{\max} = \frac{2S^{\max}(d+e+c) + G_B(d+e+c)}{L} \quad (2.16)$$

$$R_A^{\max} = 52600 \text{ Н}$$

$$\text{Реакція опори В підшипника } R_B^{\max} = \frac{2S^{\max}(a+b+c) + G_B(a+b+c)}{L} \quad (2.17)$$

$$R_B^{\max} = 43150 \text{ Н}$$

Згинальні моменти в небезпечних перерізах барабана для 1-го случаючи навантаження

Перетин 1-1: $M_1 = R_A(a+b)$, Нмм	M_1	44382500
Перетин 2-2: $M_2 = R_A(a+b+c) - S \cdot c$, Нмм	M_2	46047500
Перетин 3-3: $M_2 = R_B(d+e)$, Нмм	M_3	45482350

Згинальні моменти в небезпечних перерізах барабана для 1-го случаючи навантаження

Перетин 1-1: $M_1^{\max} = R_A^{\max}(a+b)$, Нмм	M_1	53915000
Перетин 2-2: $M_2 = R_A(a+b+c) - S \cdot c$, Нмм	M_2	55767500
Перетин 3-3: $M_2 = R_B(d+e)$, Нмм	M_3	55361450

Розрахунок барабана на спільну дію вигину, стиски й крутіння в січ.2-2

Результуюча напруга для сталевго барабана:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma_{\text{б}}] \quad (2.18)$$

$$\sigma_{\text{сум}} = 106 \text{ МПа}$$

Напруга вигину в найбільш навантаженому перетині:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_2^{\text{max}} \cdot D_{\text{д}}}{0.1(D_{\text{д}}^4 - D_{\text{ин}}^4)} \quad (2.19)$$

$$\sigma_{\text{и}} = 13 \text{ МПа}$$

Напруга стиску стінки барабана, $\sigma_{\text{сж}} = 90 \text{ МПа}$

Напруга крутіння барабана

$$\tau_{\text{и}} = \frac{M_{\text{д}} \cdot D_{\text{д}}}{0.2(D_{\text{д}}^4 - D_{\text{ин}}^4)} \quad (2.20)$$

$$\tau_{\text{кр}} = 3 \text{ МПа}$$

Напруга матеріалу, що допускає, барабана:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{T}}}{n_{\text{II}}} \quad (2.21)$$

$$[\sigma] = 147 \text{ МПа}$$

границя текучості матеріалу барабана, $\sigma_{\text{T}} = 265 \text{ МПа}$

За умов другого (максимального) навантажувального випадку проводиться перевірка підшипника опори В на статичну міцність, оскільки він зазнає найбільшого навантаження. У свою чергу, при першому (номінальному) навантаженні здійснюється оцінка довговічності підшипника цієї ж опори за еквівалентним динамічним навантаженням. [10]

Таблиця 2.3 - Перевірка підшипника опори В установки барабана

(див. мал. 6.5)

Параметри	Позначення	Величина
Опора підшипника (опора В). Підшипник 3618 ДСТУ 9080:2021. $X_0 = 1, X=1,$ Статична вантажопідйомність, Н Динамічна вантажопідйомність, Н	Z_0 С	300000 400000
Параметри	Позначення	Величина
Осьове навантаження на підшипник відсутній.		
Еквівалентне статичне навантаження на підшипник, Н	P_0	47150
$P_0 = X_0 \cdot R_B^{\max} = R_B^{\max}$		$P_0 < Z_0$
Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н	P	51960
$P = X \cdot R_B \cdot k_\delta = R_B \cdot k_\delta$		
Динамічний коефіцієнт	k_δ	1.2
Довговічність підшипника, година	L_h	1697000
$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$		$L_h > L$
швидкість обертання барабана, про/хв	n	15.2
$n = \frac{n_m}{i_o}$		
показник ступеня для роликових підшипників	p	$\frac{10}{3}$
Довговічність підшипників, що рекомендує, для середньогорежиму роботи, година	L	7000

2.6 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Електродвигун вибираємо з каталогу по необхідній потужності:

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot Q_{max} \cdot V_n}{\eta}, \quad (2.23)$$

де $V_{п} = 0,18 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу,
 η - загальний ККД механізму підйому;

$$\eta = \eta_{п} \cdot \eta_{б} \cdot \eta_{р} \cdot \eta_{м} \quad (2.24)$$

де $\eta_{п}, \eta_{б}, \eta_{р}, \eta_{м}$ - ККД відповідно поліспасти, барабана, редуктора, муфти.
 $\eta = 0,85 \dots 0,9$, приймаємо $\eta = 0,913$.

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot 12,5 \cdot 0,133}{0,913} = 46,5 \text{ кВт}$$

K21R315M8NSLLHBTWSIL

Потужність – $P_{дв} = 75 \text{ кВт}$.

Частота обертання – $n_{дв} = 738 \text{ хв}^{-1}$.

Максимальний момент – $T = 1710 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Момент інерції – $I_p = 3,33 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Маса – $m = 800 \text{ кг}$, [рис. 1.7].

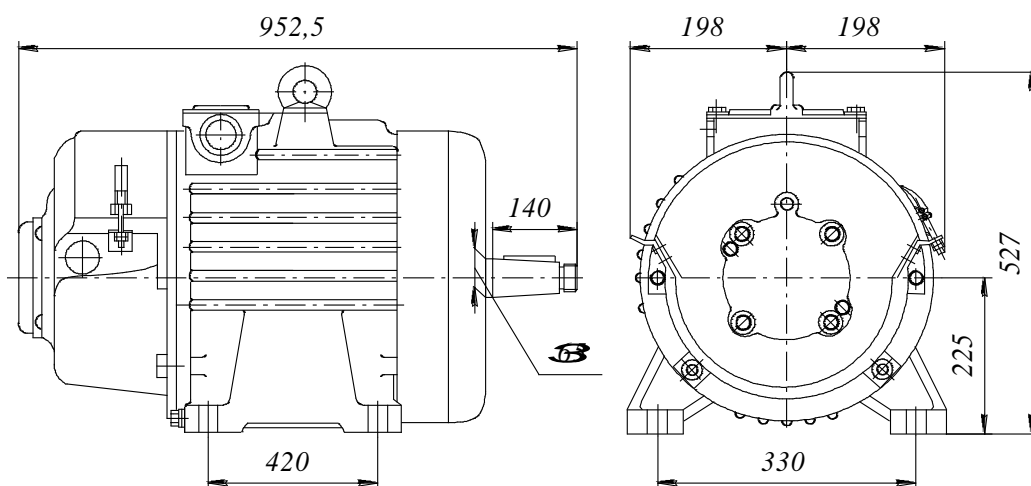


Рисунок 2.8 – Електродвигун K21R315M8NSLLHBTWSIL

2.7 ВИБІР РЕДУКТОРА

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності P_{CT} :

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_{б}} = 52,3 \quad (2.25)$$

де $n_{об} = 720 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання вала двигуна;

$n_{б}$ - частота обертання барабана при підйомі вантажу, хв^{-1} ;

$$n_{б} = \frac{60 \cdot V_{п} \cdot i_{п}}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 0,133 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,72} = 14,1 \text{ хв}^{-1}; \quad (2.26)$$

$V_{п} = 0,133 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу,

$D_1 = 0,720 \text{ м}$ - діаметр барабана по центрам витків.

Приймаємо: редуктор – **РК-500-50-22М У2**.

Передаточне число – $U = 48,57$.

Частота обертання швидкохідного валу – 738 хв^{-1} .

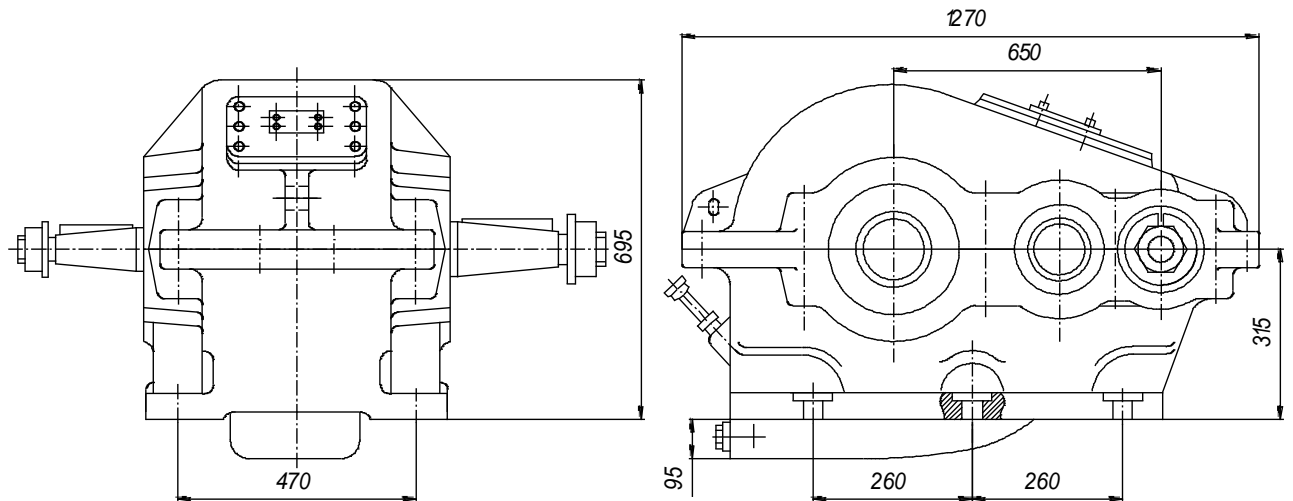
Крутний момент на тихохідному валу максимальний – $T_T = 28,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Перевіряємо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{ф} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{дв}}{i_{п} \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,72 \cdot 738}{2 \cdot 52,3 \cdot 60} = 0,147 \text{ м/с} \quad (2.27)$$

де u_p - передаточне число редуктора. Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_{п} - V_{ф}}{V_{п}} \cdot 100\% = \frac{0,133 - 0,147}{0,133} \cdot 100\% = 10\% \quad (2.28)$$

Рисунок 2.9 – Редуктор **PK-500-50-22M U2**

2.8 ПЕРЕВІРКА ДВИГУНА ЗА ЧАСОМ ПУСКУ

Обраний електродвигун підлягає перевірці за умовами нагріву та часу розгону приводу механізму.

Необхідно визначити еквівалентну потужність двигуна, за якої гарантується, що температура обмоток не перевищить допустимих значень під час циклічної роботи. Це дозволяє уникнути перегріву та забезпечити надійну й безпечну експлуатацію електроприводу. [10]

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25}, \quad (2.29)$$

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

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

$$P_{EKB} = 1 \cdot 0,86 \cdot 44,9 = 38,6 \leq 44,9 \text{ кВт}$$

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_0}{T_n^{CP} \pm T_{CT}} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (2.30)$$

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

$$I_{3B} = \delta \cdot (I_P + I_M) + m \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_3}, \quad (2.31)$$

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

I_P, I_M - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шківа (муфти),

$$I_P = 0,750 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_M = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m = 10^3 \cdot Q_{max} = 10^3 \cdot 32,8 = 32800 \text{ кг} - \text{ маса вантажу, який піднімають,}$$

R_{σ} - радіус барабана,

$$R_{\sigma} = 0,72 \text{ м};$$

U_P - передаточне число редуктора;

$$U_P = 52,3;$$

T_n^{cP} - середній пусковий момент електродвигуна, Н·м;

$$T_n^{cP} = \psi \cdot T_H = 1,55 \cdot 968 = 1452 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.32)$$

де $\psi = 1,5-1,6$ - середня кратність пускового моменту для двигунів трьохфазного струму с фазним ротором.

T_H - номінальний момент електродвигуна;

$$T_i = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P_{\sigma}}{n_{\sigma}} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 44,9}{738} = 968 \text{ І} \cdot \text{і} \quad (2.33)$$

$$I_{3B} = 1,2 \cdot (0,75 + 0,8) + 32800 \cdot \frac{0,72^2}{4 \cdot 2^2 \cdot 52,3^2 \cdot 0,88} = 1,97 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$T_{\text{ст}} = \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}} \cdot D_1}{2 \cdot i_n \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{10^4 \cdot 30,8 \cdot 0,72}{2 \cdot 4 \cdot 52,3 \cdot 0,88} = 602 \text{ Н} \cdot \text{м} - \text{момент на валу двигуна від маси}$$

вантажу.

$$t_n = 1 \text{ с.}$$

2.9 ВИБІР ГАЛЬМ ТА МУФТИ

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмовому моменту T_{Γ} , $\text{Н} \cdot \text{м}$:

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}} \cdot D_1 \cdot \eta \cdot K_{\Gamma}}{2 \cdot i_n \cdot U_p} = \frac{10^4 \cdot 30,8 \cdot 0,72 \cdot 0,947 \cdot 1,5}{2 \cdot 2 \cdot 52,3} = 820 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.34)$$

де $K_r = 1,5$ - коефіцієнт запасу гальмування для важкого режиму роботи.

Тип гальм – **ТКГ-400 У2**.

Діаметр гальмівного шківа – 400 мм;

Найбільший гальмовий момент – 1500 Н·м;

Маса гальм – 100 кг.

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

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{\text{MAX}}; \quad (2.35)$$

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.

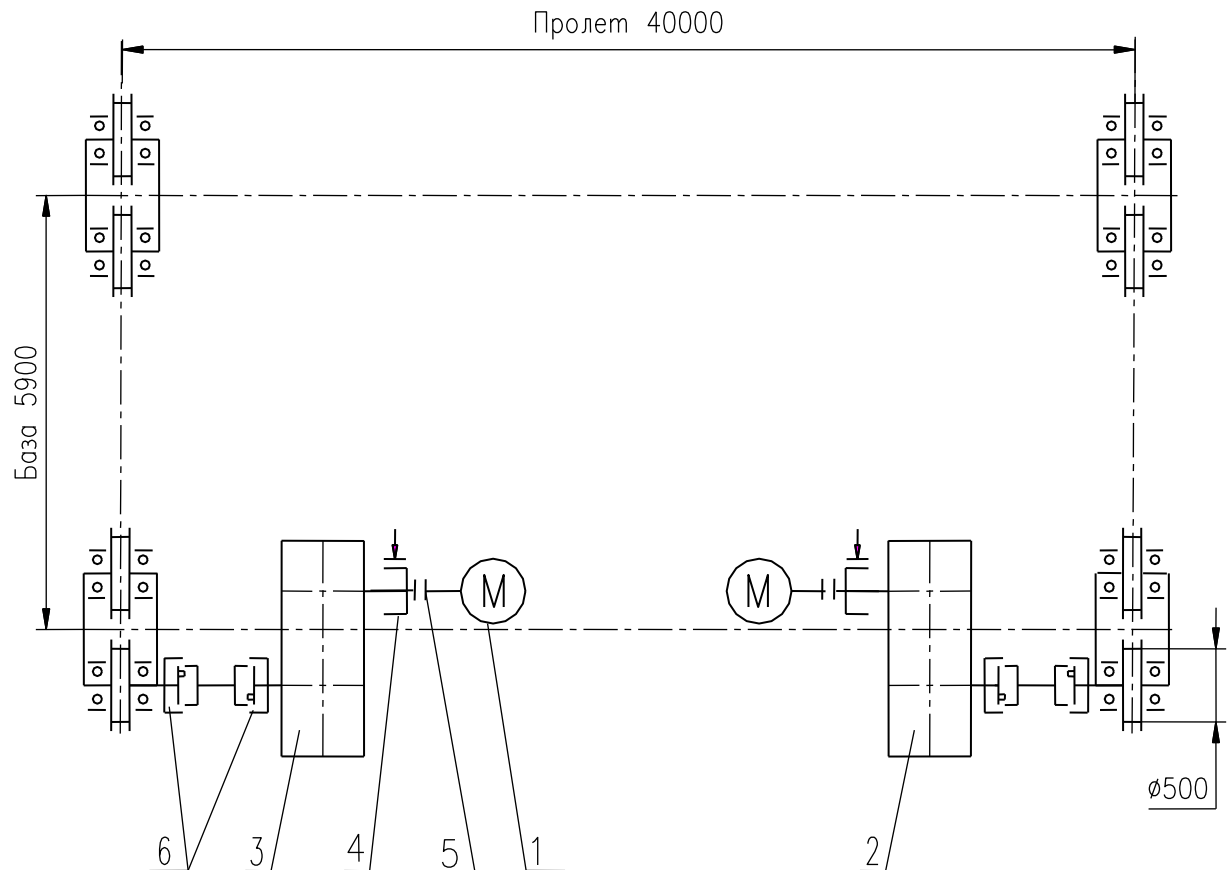
$$T_M = 1710 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Муфта зубчаста з проміжним валом та гальмівним шківом МЗП за ДСТУ 2821-94 [3].

Найбільший крутний момент - 1000 Н·м.

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

3.1 ВИБІР СХЕМИ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА



1. Електродвигун

ДО21R200L6NSLLHBTWS

$N=17\text{кВт}$, $n=975\text{про/хв}$

1. Редуктор Ц2-350-20-12Ц В2

2. Редуктор Ц2-350-20-21Ц В2

3. Гальмо ТКГ-200-1 В2

4. Напівмуфта пальцева 200

5. Напівмуфта зубчаста

[$M_{кр} = 10000\text{Нм}$]

Рисунок 3.1 - Кінематична схема механізму пересування крана

3.2 ВИБІР ХОДОВИХ КОЛЕС

Ходові колеса кранів вибирають з урахуванням максимального навантаження на колесо, швидкості пересування та режиму роботи.

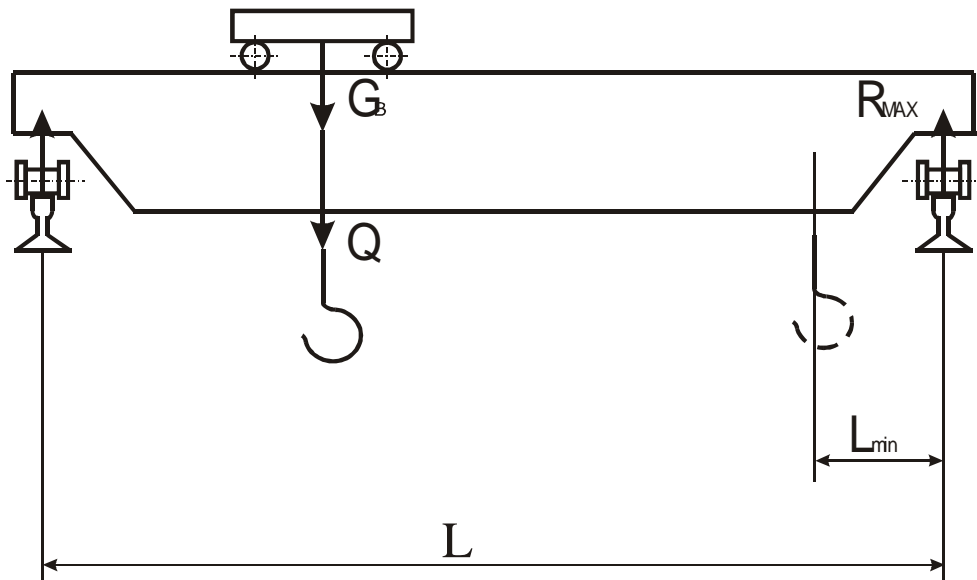


Рисунок 3.2 - Схема мостового крана

Сила діюча на колеса крану при встановленні візка в одне з крайніх положень (найгірший варіант):

$$R = \left(\frac{G_k}{4} + (Q + G_B) \right) \cdot \frac{L - l_{\min}}{2 \cdot L} = \left(\frac{981}{8} + 294 \cdot \frac{40 - 0.3}{2 \cdot 40} \right) \cdot 10^4 = 268 \text{ кН} \quad (3.1)$$

Ходові колеса крана вибираємо в залежності від сили R , швидкості пересування $V = 1,33$ м/с та групи режиму роботи 5М (важкий режим).

Діаметр колеса - 500 мм.

Тип рейки - КР70 ДЕРЖСТАНДАРТ 4121-96.

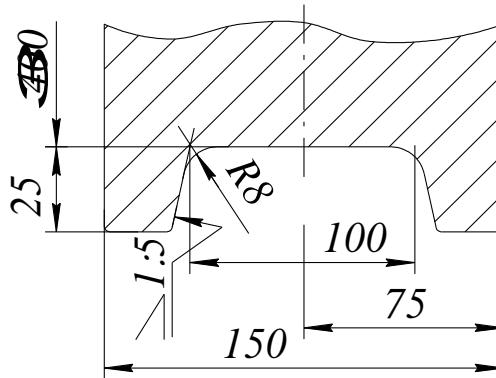
Швидкість рухові - 1,33 м/с.

Допустимий тиск - кн.

Діаметр цапф валів коліс:

$$d = (0,2 \div 0,3) \cdot D = 0,25 \cdot 400 = 110 \text{ мм} \quad (3.2)$$

де $D = 400 \text{ мм}$ - діаметр колеса.



Малюнок 3.3 - Колесо кранове

3.3 ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРУ ПЕРЕСУВАННЮ КРАНУ

Повний статичний опір пересуванню:

$$W = W_t + W_i = 12175 \text{ Н} \quad (3.3)$$

Опір пересуванню крана від сил тертя:

$$W_t = (G_{cr} + G_{load}) \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k_r \quad (3.4)$$

$$W_t = (981000 + 294000) \cdot \frac{0.015 \cdot 110 + 2 \cdot 0.6}{500} \cdot 1.5 = 10900 \text{ Н}$$

де $\mu_s = 0.015$ - коефіцієнт тертя підшипників, наведений до цапфи колеса

$d_s = 110 \text{ мм}$ - діаметр цапфи колеса

$f = 0.6 \text{ мм}$ - коефіцієнт тертя кочення

$k_r = 1.5$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку

Опір від ухилу підкранових колій:

$$W_i = i_y \cdot (G_{cr} + G_{load}) = 1275 \text{ Н} \quad (3.5)$$

де $i_y = 0.001$ - ухил підкранової колії

3.4 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Розрахункова статична потужність електродвигуна:

$$P_{st} = \frac{W \cdot V}{z \cdot 1000 \cdot \eta_o} = \frac{12175 \cdot 1,33}{2 \cdot 1000 \cdot 0,95} = 8,5 \text{ кВт} \quad (3.6)$$

де $\eta_{про} = 0,95$ – КПД механізм пересування

$z = 2$ - Кількість приводів пересування

Обираємо двигун K21R200L6NSLLHBTWS

Потужність – $P_{дв} = 17$ кВт.

Частота обертання – $n_{дв} = 975$ хв⁻¹.

Максимальний момент - $T = 330$ Н м.

Момент інерції – $I_p = 0,228$ кг· м².

Вибраний електродвигун потрібно перевірити по нагріву та по часу розгону механізму.

Еквівалентну потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{екв} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P \leq P_{25} \quad (3.7)$$

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:

$$P_{екв} = 0,75 \cdot 1,25 \cdot 17 = 15,9 \text{ кВт} \leq 17, \text{ умова виконується.}$$

3.5 ВИБІР РЕДУКТОРА

Редуктор вибирають з каталогу на редуктори по передаточному числу U_p , потрібній потужності P або крутному моменту T на тихохідному валу з урахуванням режиму роботи:

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_k} = \frac{975}{50,8} = 19,2 \quad (3.8)$$

де $n_{дв}$ – частота обертання вала двигуна $n_{дв} = 975 \text{ хв}^{-1}$;

n_k – частота обертання ходового колеса $n_k = 50,8 \text{ хв}^{-1}$;

$$n_k = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 0,5} = 50,8 \text{ хв}^{-1} \quad (3.9)$$

Тип редуктора - Ц2-350-20-12Ц(21Ц) У2.

Передаточне число – $U_p = 19,88$.

Фактична швидкість пересування, м/с:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{дв}}{60 \cdot U_p} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 975}{60 \cdot 19,88} = 1,28 \text{ м/с} \quad (3.10)$$

де U_p - передаточне число редуктора по каталогу.

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_0 - V}{V} \cdot 100\% = \frac{1,28 - 1,33}{1,33} \cdot 100\% = 3,7\% \quad (3.11)$$

Перевірка за передаточним числом:

$$\Delta U = \frac{U_\phi - U}{U} \cdot 100\% = \frac{19,88 - 19,2}{19,2} \cdot 100\% = 3,5\% \quad (3.12)$$

Допустиме відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення не повинно перевищувати 5%.

Редуктор механізму пересування крана підлягає перевірці за розрахунковою потужністю на швидкохідному валу, передаточним числом, а також частотою обертання вала електродвигуна з урахуванням характеру та режиму роботи механізму. [10]

Розрахункова потужність

$$P_p = K_p \cdot P = 1,7 \cdot 17 = 28,9 \text{ кВт} \quad (3.13)$$

де $K_p = 1,7$ - для групи режиму роботи 5М для редукторів Ц2.

P – найбільша потужність, яку передає редуктор.

3.6 ВИБІР МУФТИ

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають у залежності від крутного моменту:

$$T_m = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX} \quad (3.14)$$

$$T_M = 1570 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 2449 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

напівмуфта зубчаста на тихохідному валу за ДСТУ 2821-94 [3].

Найбільший момент - 10000 Н м.

3.7 ВИБІР ГАЛЬМА

Вибір гальма при робочому стані крана без вантажу

Час гальмування крана без вантажу:

$$t' = \frac{V_f}{[a]} = \frac{1,28}{0,3} = 4,3c \quad (3.15)$$

де $[a] = 0,3 \text{ м/с}^2$ – допускає значення, що, прискорення при гальмуванні механізму пересування магнітного крана

Необхідний гальмовий момент одного гальма при русі під ухил:

$$M_t = \frac{1}{n_t} \cdot \left\{ (W'_i - W'_t) \cdot \frac{D_w \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0} + \frac{n_m}{9,55 \cdot t'_i} \cdot \left[1,2 \cdot (I_r + I_c) + \frac{m_{cr} \cdot D_w^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_0^2} \right] \right\} \quad (3.16)$$

$$M_t = \frac{1}{2} \cdot \left\{ (5600 - 980) \cdot \frac{500 \cdot 0,95}{2 \cdot 19,88} + \frac{975}{9,55 \cdot 4,3} \cdot \left[1,2 \cdot (0,228 + 0,095) + \frac{100000 \cdot 500^2 \cdot 0,95}{4 \cdot 19,88^2} \right] \right\} = 130 \text{ Нм}$$

де $n_t = 2$ – Кількість гальм на приводі

Опір пересуванню крана без вантажу від сил тертя:

$$W'_t = G_{cr} \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k'_r \quad (3.17)$$

$$W'_t = 981000 \cdot \frac{0,015 \cdot 110 + 2 \cdot 0,6}{500} \cdot 1 = 5600 \text{ Н}$$

де $k'_r = 2$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку

Опір від ухилу підкранових колій $W'_i = i_y \cdot G_c = 980 \text{ Н}$

Момент інерції гальмового шківa з напівмуфтою $I_c = \frac{GD^2}{4} = 0,095 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Обираємо гальма ТКГ-200-1 В2

Максимальний гальмовий момент гальма $[M_t] = 300 \text{ Нм}$

Час гальмування крана із грумом:

$$t_\delta = \frac{\frac{n_m}{9.55} \cdot \left[1.2 \cdot (I_r + I_c) + \frac{(m_{cr} + m_{load}) \cdot D_w^2 \cdot \eta_o}{4 \cdot i_0^2} \right]}{\left(M_\delta \cdot n_t - \frac{\left(W_i - \frac{W_t}{k_r} \right) \cdot D_w \cdot \eta_o}{2 \cdot i_0} \right)} \quad (3.18)$$

$$t_m = \frac{\frac{975}{9.55} \cdot \left[1.2 \cdot (0.228 + 0.095) + \frac{(100000 + 30000) \cdot 250^2 \cdot 0.95}{4 \cdot 19.88^2} \right]}{\left(130 \cdot 2 - \frac{\left(1275 - \frac{10900}{1.5} \right) \cdot 500 \cdot 0.95}{2 \cdot 19.88} \right)} = 6 \text{ с}$$

Уповільнення крана з вантажем:

$$a = \frac{V_f}{t_m} = \frac{1,28}{6} = 0,21 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \quad (3.19)$$

Крутні моменти на валах механізму пересування крана:

$$M_w = \frac{W \cdot D_w}{2 \cdot n_{drive} \cdot \eta_w} \quad (3.20)$$

$$M_w = \frac{12175 \cdot 500}{2 \cdot 2 \cdot 0.98} = 1555 \text{ Нм}$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-350-20-12Ц(21Ц) В2:

$$M_{or} = \frac{M_w}{\eta_c} \quad (3.21)$$

$$M_{or} = \frac{1555}{0.99} = 1570 \text{ Нм}$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора Ц2-350-20-12Ц(21Ц) У2
(на валу електродвигуна від номінального навантаження)

$$M_{ir} = \frac{M_{or}}{i_r \cdot \eta_r} \quad (3.22)$$

$$M_{ir} = \frac{1570}{19.88 \cdot 0.98} = 80 \text{ Нм}$$

Перевірка редуктора

$$M_{or} = 1570 \text{ Нм} < [M_{or}]$$

Номінальний крутний момент на вихідному (тихохідному) валу редуктора Ц2-350-20-12Ц(21Ц) У2

при середньому режимі роботи (по каталозі) $[M_{or}] = 5300 \text{ Нм}$

Потужність, що допускає, що може передати редуктор:

$$[N_r] = \frac{[M_{or}] \cdot n_{ir}}{9550 \cdot i_r \cdot \eta_r \cdot \eta_c} = 27,7 \text{ Нм} \quad [N_r] = 27,7 \text{ кВт} > P_{st} = 8,5 \text{ кВт}$$

Час пуску механізму пересування крана із грумом:

$$t_p = \frac{n_m \cdot \left[1.2 \cdot (I_r + I_c) \cdot z_m + \frac{(m_c + m_{load}) \cdot D_w^2}{4 \cdot i_0^2 \cdot \eta_0} \right]}{9.55 \cdot \left(M_m^p \cdot z_m - \frac{W \cdot D_w}{2 \cdot i_0 \cdot \eta_0} \right)} \quad (3.23)$$

$$t_p = \frac{975 \cdot \left[1.2 \cdot (0.228 + 0.095) \cdot 2 + \frac{(100000 + 30000) \cdot 500^2}{4 \cdot 19.88^2 \cdot 0.95} \right]}{9.55 \cdot \left(254 \cdot 2 - \frac{12175 \cdot 500}{2 \cdot 19.88 \cdot 0.95} \right)} = 6,3c$$

де $z_m = 2$ – кількість електродвигунів на механізмі пересування крана

$M_m^p = \psi M_{nom} = 254$ Нм – середній пусковий момент електродвигуна

$\psi = 1,5$ - кратність середнього пускового моменту електродвигуна

$a_p = 0,2$ м/с² – Середнє прискорення при пуску механізму пересування крана із грузом. [12]

Час пуску механізму пересування крана без вантажу

$$t'_p = \frac{n_m \cdot \left[1.2 \cdot (I_r + I_c) \cdot z_m + \frac{(m_c + m_b) \cdot D_w^2}{4 \cdot i_0^2 \cdot \eta_0} \right]}{9.55 \cdot \left(M_m^p \cdot z_m - \frac{W'' \cdot D_w}{2 \cdot i_0 \cdot \eta_0} \right)} \quad (3.24)$$

$$t'_p = \frac{975 \cdot \left[1.2 \cdot (0.228 + 0.095) \cdot 2 + \frac{(100000 + 0) \cdot 500^2}{4 \cdot 19.88^2 \cdot 0.95} \right]}{9.55 \cdot \left(254 \cdot 2 - \frac{9370 \cdot 500}{2 \cdot 19.88 \cdot 0.95} \right)} = 4,5c$$

Повний статичний опір пересуванню без вантажу:

$$W'' = W_i'' + W_i' = 9370 \text{ Н}$$

Опір пересуванню крана від сил тертя без вантажу:

$$W_t'' = G_{cr} \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k_r \quad (3.25)$$

$k_r = 1,5$ – коефіцієнт реборд.

$$W_t'' = 981000 \cdot \frac{0.015 \cdot 110 + 2 \cdot 0.6}{500} \cdot 1.5 = 8390H$$

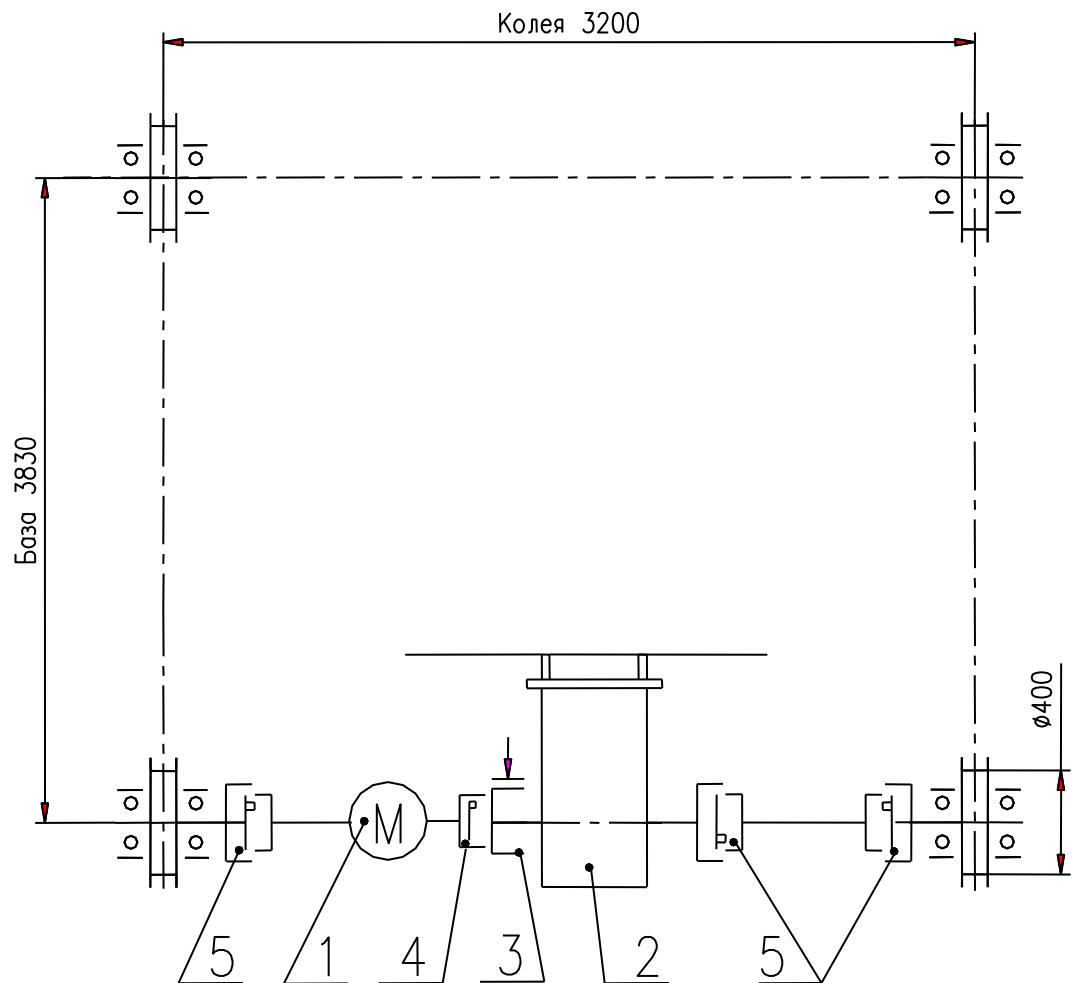
Опір від ухилу підкранових колій $W_i' = 980 H$

Середнє прискорення при пуску механізму пересування крана без вантажу:

$$a_p' = \frac{V_f}{t_p'} = 0,256 \frac{M}{c^2}$$

4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

4.1 ВИБІР СХЕМИ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА



- 6. Електродвигун K21R160M6HBTWS
N=6.9квт, n=960про/хв, 220/380В,
50Гц,1M2001
- 2. Редуктор ВК-475-28-13 У2
- 3. Гальмо ТКГ-160-1 У2

- 4. Напівмуфта зубчаста
[Мкр] = 1600Нм
- 5. Напівмуфта зубчаста
[Мкр] = 10000Нм

Рисунок 4.1 - Кінематична схема механізму пересування візка

4.2 ВИБІР ХОДОВИХ КОЛІС

Ходові колеса візка вибирають з урахуванням максимального навантаження на колесо, швидкості пересування та режиму роботи. [12]

Сила діюча на колеса візка:

$$R = (Q + G_B) \cdot \frac{1}{4} \cdot 10^4 = (30 + 17.9) \cdot \frac{1}{4} \cdot 10^4 = 119 \text{ кН} \quad (4.1)$$

Маса візка мостового крана $G_B = 17900$ кг.

Ходові колеса візка вибираємо в залежності від сили R , швидкості пересування $V = 0,667$ м/с та групи режиму роботи 6М (середній режим).

Діаметр колеса - 400 мм.

Тип рейки - Р38 ГОСТ 6338-82.

Швидкість рухові - 0,667 м/с.

Допустимий тиск - 159 кн.

Діаметр цапф валів коліс:

$$d = (0,2 \div 0,3) \cdot D = 0,25 \cdot 400 = 90 \text{ мм} \quad (4.2)$$

де $D = 400$ мм - діаметр колеса.

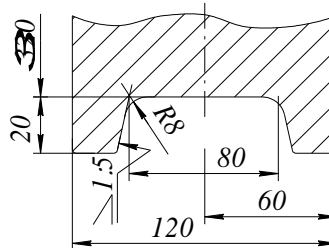


Рисунок 4.2 - Колесо візка

4.3 ОПІР ПЕРЕСУВАННЮ ВІЗКА

$$W = W_t + W_i = 5990 + 940 = 6930 \text{ Н} \quad (4.3)$$

Опір пересуванню візка від сил тертя:

$$W_t = (G_c + G_{\text{load}}) \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k_r \quad (4.4)$$

$$W_t = (175600 + 294300) \cdot \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 2 = 5990 \text{ Н}$$

де $\mu_s = 0,015$ – коефіцієнт тертя підшипників, наведений до цапфи колеса

$d_s = 90$ мм – діаметр цапфи колеса

$f = 0,6$ мм - коефіцієнт тертя кочення

$k_r = 2$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку

Опір від ухилу підвізкових шляхів:

$$W_i = i_y \cdot (G_c + G_{\text{load}}) = 0,002 \cdot (175600 + 294300) = 940 \text{ Н} \quad (4.5)$$

де $i_y = 0,002$ – ухил підвізкових шляхи

КПД механізму пересування:

$$\eta_{\text{про}} = \eta_w \cdot \eta_r \cdot \eta_c^2 = 0,874 \quad (4.6)$$

де $\eta_w = 0,98$ – КПД колеса на підшипниках качення

$\eta_r = 0,91$ – КПД редуктора

$\eta_c = 0,99$ – КПД муфти зубчастої

4.4 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Розрахункова статична потужність електродвигуна:

$$P_{st} = \frac{W \cdot V}{z \cdot 1000 \cdot \eta_o} \quad (4.7)$$

$$P_{st} = \frac{6930 \cdot 0.667}{1 \cdot 1000 \cdot 0.874} = 5.3 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун K21R160M6HBTWS

Номінальна потужність електродвигуна - $N = 6,9$ кВт

Частота обертання вала електродвигуна – $n_m = 960$ про/хв

Номінальний момент електродвигуна – $M_{nom} = 70$ Нм

Максимальний момент електродвигуна – $M_{max} = 140$ Нм

Момент інерції ротора – $I_r = 0.053$ кг·м²

4.5 ВИБІР РЕДУКТОРА

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_m = \frac{\pi \cdot D_w \cdot n_m}{60 \cdot V} \quad (4.8)$$

$$i_m = \frac{\pi \cdot 400 \cdot 960}{60 \cdot 0.667} = 30.1$$

Обираємо редуктор ВК-475-28-13 У2

Передаточне відношення редуктора – $i_r = 29,06$

Фактична швидкість пересування:

$$V_f = \frac{\pi \cdot D_w \cdot n_m}{i_o} \quad (4.9)$$

$$V_f = \frac{\pi \cdot 400 \cdot 960}{29.06} = 0.69 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Перевірка за передаточним числом:

$$\Delta U = \frac{U_{\phi} - U}{U} \cdot 100\% = \frac{29.06 - 30.1}{30.1} \cdot 100\% = 0,03\% \quad (4.10)$$

4.6 ВИБІР ГАЛЬМА

Час гальмування візка без вантажу:

$$t' = \frac{V_f}{[a]} \quad (4.11)$$

$$t' = \frac{0.69}{0.3} = 2.3c$$

Значення прискорення, що допускає, при гальмуванні механізму пересування візка магнітного крана, [Л. 4, табл. VI.3.5] $[a] = 0.3 \text{ м/с}^2$

Необхідний гальмовий момент одного гальма при русі під ухил:

$$T_t = \frac{1}{n_t} \cdot \left\{ (W'_i - W'_t) \cdot \frac{D_w \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0} + \frac{n_m}{9.55 \cdot t'_i} \cdot \left[1.2 \cdot (I_r + I_c) + \frac{m_c \cdot D_w^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_0^2} \right] \right\} \quad (4.12)$$

$$T_t = \frac{1}{1} \cdot \left\{ (350 - 1120) \cdot \frac{400 \cdot 0.874}{2 \cdot 29.06} + \frac{960}{9.55 \cdot 2.3} \cdot \left[1.2 \cdot (0.053 + 0.0275) + \frac{17900 \cdot 400^2 \cdot 0.874}{4 \cdot 29.06_0^2} \right] \right\} =$$

$$= 32 \hat{H}$$

де $n_t = 1$ – кількість гальм на приводі

$I_c = \frac{GD^2}{4} = 0,0275$ – кг·м² момент інерції гальмового шківa з напівмуфтою

Опір пересуванню візка без вантажу від сил тертя:

$$W'_t = G_c \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k'_r \quad (4.13)$$

$$W'_t = 175600 \cdot \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 1 = 1120H$$

де $k'_r = 1$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку

Опір від ухилу підвізкових шляхів:

$$W'_i = i_y \cdot G_c = 350 \text{ Н} \quad (4.14)$$

Обираємо гальмо ТКГ-160-1 У2

Максимальний гальмовий момент гальма – $[M_t] = 100 \text{ Нм}$

Час гальмування візка із грумом:

$$t_t = \frac{\frac{n_m}{9.55} \cdot \left[1.2 \cdot (I_r + I_c) + \frac{(m_c + m_{\text{load}}) \cdot D_w^2 \cdot \eta_o}{4 \cdot i_0^2} \right]}{\left(M_t \cdot n_t - \frac{\left(W_i - \frac{W_t}{k_r} \right) \cdot D_w \cdot \eta_o}{2 \cdot i_0} \right)} \quad (4.15)$$

$$t_t = \frac{\frac{960}{9.55} \cdot \left[1.2 \cdot (0.053 + 0.0275) + \frac{(17900 + 30000) \cdot 400^2 \cdot 0.874}{4 \cdot 29.06^2} \right]}{\left(32 \cdot 1 - \frac{\left(940 - \frac{5990}{2} \right) \cdot 400 \cdot 0.874}{2 \cdot 29.06} \right)} = 5 \text{ с}$$

$$\text{З візка із грумом } a = \frac{V_f^2}{t_t} = \frac{0.69}{5} = 0.138 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Шлях гальмування візка із грумом

$$S = \frac{V_f^2}{2 \cdot a} = \frac{0.69^2}{2 \cdot 0.138} = 1.725 \text{ м} \quad (4.16)$$

Крутні моменти на валах механізму пересування візка

Крутний момент на валу приводного колеса:

$$T_w = \frac{W \cdot D_w}{2 \cdot n_{drive} \cdot \eta_w} \quad (4.17)$$

$$T_w = \frac{6930 \cdot 400}{2 \cdot 1 \cdot 0.98} = 707 \hat{t}$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора:

$$T_{or} = \frac{2M_w}{\eta_c} \quad (4.18)$$

$$T_{or} = \frac{2 \cdot 707}{0.99} = 1428 \hat{t}$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора:

$$T_{ir} = \frac{M_{or}}{i_r \cdot \eta_r} \quad (4.19)$$

$$T_{ir} = \frac{1428}{29.06 \cdot 0.91} = 54 \hat{t}$$

Крутний момент на валу електродвигуна від номінального навантаження:

$$T_{dv} = \frac{M_{ir}}{\eta_c} \quad (4.20)$$

$$T_{dv} = \frac{54}{0.99} = 55 \hat{t}$$

Перевірка редуктора

$$T_{or} = 1428 \text{ Н} \cdot \text{м} < [M_{or}]$$

Номінальний крутний момент на вихідному (тихохідному) валу редуктора ВК-475-28-13 У2

при середньому режимі роботи (по каталогу) – $[M_{or}] = 2110 \text{ Нм}$

Допустіма потужність редуктора:

$$[N_r] = \frac{[M_{or}] \cdot n_{ir}}{9550 \cdot i_r \cdot \eta_r \cdot \eta_c} \quad (4.21)$$

$$[N_r] = \frac{1428 \cdot 960}{9550 \cdot 29.06 \cdot 0.91 \cdot 0.99} = 8 \text{ кВт}$$

4.7 ВИБІР МУФТИ

Граничний крутний момент, який може сприймати зубчаста муфта, що з'єднує електродвигун із редуктором, приймається рівним максимальному моменту, який розвиває електродвигун, $M_{\max} = 140 \text{ Нм}$. [8]

Обрана до установки напівмуфта зубчаста із крутним моментом, що допускає $[M_c] = 1600 \text{ Нм}$

Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти:

$$k_{n1} = \frac{[M_c]}{M_{\max}} > [k_n] \quad (4.22)$$

$$k_{n1} = \frac{1600}{140} = 11 > [k_n]$$

Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти для середнього режиму роботи [], $[k_n] = 1,2$

Номинальний крутний момент, переданий зубчастою напівмуфтою, що з'єднує тихоходний вал редуктора з валом ходового колеса, $M_{or} = 1428 \text{ Нм}$

Обрана до установки напівмуфта зубчаста із крутним моментом, що допускає

$[M_c] = 10000 \text{ Нм}$. Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти:

$$k_{n2} = \frac{[M_c]}{M_{or}} > [k_n] \quad (4.23)$$

$$k_{n2} = \frac{10000}{1428} = 7H_M > [k_n]$$

Час пуску механізму пересування візка з вантажем 30т

Час пуску механізму пересування візка з вантажем:

$$t_p = \frac{n_m \cdot \left[1.2 \cdot (I_r + I_c) \cdot z_m + \frac{(m_c + m_{load}) \cdot D_w^2}{4 \cdot i_0^2 \cdot \eta_0} \right]}{9.55 \cdot \left(M_m^p \cdot z_m - \frac{W \cdot D_w}{2 \cdot i_0 \cdot \eta_0} \right)} \quad (4.24)$$

$$t_p = \frac{960 \cdot \left[1.2 \cdot (29.06 + 0.0275) \cdot 1 + \frac{(17900 + 30000) \cdot 400^2}{4 \cdot 29.06^2 \cdot 0.874} \right]}{9.55 \cdot \left(105 \cdot 1 - \frac{6930 \cdot 400}{2 \cdot 29.06 \cdot 0.874} \right)} = 5.4c$$

де $M_m^p = \psi M_{nom} = 105$ Нм – середній пусковий момент електродвигуна

$\psi = 1,5$ - кратність середнього пускового моменту електродвигуна

Середнє прискорення при пуску механізму пересування візка із грумом:

$$a_p = \frac{V_f}{t_p} = \frac{0.69}{5.4} = 0.128 \text{ м/с}^2 \quad (4.25)$$

Час пуску механізму пересування візка без вантажу

$$t'_p = \frac{n_m \cdot \left[1.2 \cdot (I_r + I_c) \cdot z_m + \frac{m_c \cdot D_w^2}{4 \cdot i_0^2 \cdot \eta_0} \right]}{9.55 \cdot \left(M_m^p \cdot z_m - \frac{W'' \cdot D_w}{2 \cdot i_0 \cdot \eta_0} \right)} \quad (4.26)$$

$$t'_p = \frac{960 \cdot \left[1.2 \cdot (0.053 + 0.0275) \cdot 1 + \frac{17900 \cdot 400^2}{4 \cdot 29.06^2 \cdot 0.874} \right]}{9.55 \cdot \left(105 \cdot 1 - \frac{2590 \cdot 400}{2 \cdot 29.06 \cdot 0.874} \right)} = 1.3c$$

Повний статичний опір пересуванню візка без вантажу:

$$W'' = W''_t + W'_i = 2590 \text{ Н} \quad (4.27)$$

Опір пересуванню візка без вантажу від сил тертя:

$$W''_t = G_c \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k_r \quad (4.28)$$

$$W''_t = 175600 \cdot \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 2 = 2240 \text{ Н}$$

Середнє прискорення при пуску механізму пересування крана без вантажу:

$$a'_p = \frac{V_f}{t'_p} = 0.53 \text{ м/с}^2 \quad (4.29)$$

5 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНУ

5.1 ВИБІР МАТЕРІАЛУ

Найбільш поширеними матеріалами для розрахункових елементів металоконструкцій є вуглецеві сталі марок ВСт3сп5 та сталь 20 відповідно до ДСТУ 2651:2005, а також низьколеговані сталі марок 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД і 10ХСНД згідно з вимогами ДСТУ 8541:2015 [4].

Порівняно зі сталлю ВСт3, низьколеговані сталі характеризуються вищими значеннями межі плинності, меншою схильністю до крихкого руйнування при знижених температурах, а також покращеною стійкістю до впливу атмосферної корозії. [11]

Фізико-механічні характеристики сталі 09Г2С встановлено відповідно до положень ДСТУ 8541:2015 [5].

1. Межа міцності σ_B , МПа	500
2. Межа текучості σ_T , МПа	350
3. Допустимі напруження зсуву $[\tau]$, МПа	142
4. Допустимі напруження зминання $[\sigma_{зм}]$, МПа	325
5. Допустимі напруження згину $[\sigma_{зг}]$, МПа	250
6. Допустимі напруження кутових швів на зріз $[\tau_f]$, МПа	153
7. Межа витривалості σ_{-1P} , МПа	180
σ_{-1} , МПа	240
τ_{-1} , МПа	140
8. Відносне подовження δ , %	21
9. Ударна в'язкість a , Дж/см ²	65-35
10. Модуль пружності E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
11. Щільність ρ , т/м ³	7,85

5.2 РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕНЬ

Маючи аналог крану, визначимо навантаження на металоконструкцію.

Вага металоконструкції крана, $G_{м.к.}$, (кН)	581
Вага візка, $G_{в.}$, (кН)	175
Вага крана, $G_{кр.}$, (кН)	981
Вага привода механізму пересування крана, $G_{м.п.}$, (кН)	5,4
Вага кабіни, $G_{к.}$, (кН)	7
Вага підвіски 30т, $G_{п.}$, (кН)	8
Вага підвіски 12,5т, $G_{п.}$, (кН)	4

5.3 РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОЇ БАЛКИ

Висота балки:

$$h_A = \left(\frac{1}{16} \div \frac{1}{20} \right) \cdot L = \left(\frac{1}{16} \div \frac{1}{20} \right) \cdot 40 = 2,5 \dots 2 \text{ м} \quad (5.1)$$

Приймаємо висоту балки $h_B = 2000 \text{ мм}$.

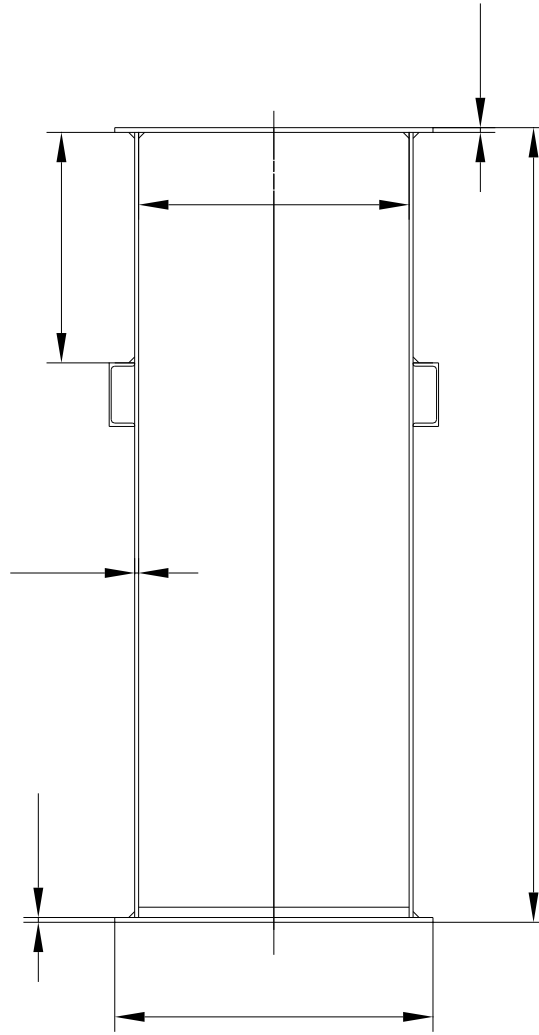


Рисунок 5.1 - Поперечний переріз головної балки

1) Площа поперечного перерізу:

$$F=(0,8 \cdot 0,012)+(0,8 \cdot 0,012)+(2 \cdot 0,01)+(2 \cdot 0,01)=0,0592 \text{ м}^2; \quad (5.2)$$

2) Постійне розподілене навантаження:

$$q=G/L=981/40=24,5 \text{ кН/м}. \quad (5.3)$$

3) Відстань від опори до небезпечного перерізу:

$$X=\frac{L}{2}-\frac{a}{2}=\frac{40}{2}-\frac{4,6}{2}=17,7 \text{ м} \quad (5.4)$$

Рухоме навантаження одного колеса візка на головну балку:

$$P_1 = 0,25 \cdot k_{\ddot{a}} \cdot (Q + G_A) \cdot 10^4 = 0,25 \cdot 1,2 \cdot (30 + 17,5) \cdot 10^4 = 142,5 \text{ кН} \quad (5.5)$$

$K_d = 1,2$ - коефіцієнт динамічності;

$$R \cdot a - P_2 \cdot K = 0;$$

де $K = 3,83 \text{ м}$ – база візка,

$$a = \frac{P_1 \cdot K}{R} = \frac{142500 \cdot 3,83}{119000} = 4,6 \text{ м} \quad (5.6)$$

Будуємо лінії впливу від усіх навантажень, вважаючи що:

$P_{П1} = 5400 \text{ Н}$ – вага лівого приводу крана,

$P_{П2} = 5400 \text{ Н}$ – вага правого приводу крана,

$l_1 = l_2 = 2 \text{ м}$ – відстань від опори до приводу крана,

$P_K = 1750 \text{ Н}$ – вага кабіни оператора,

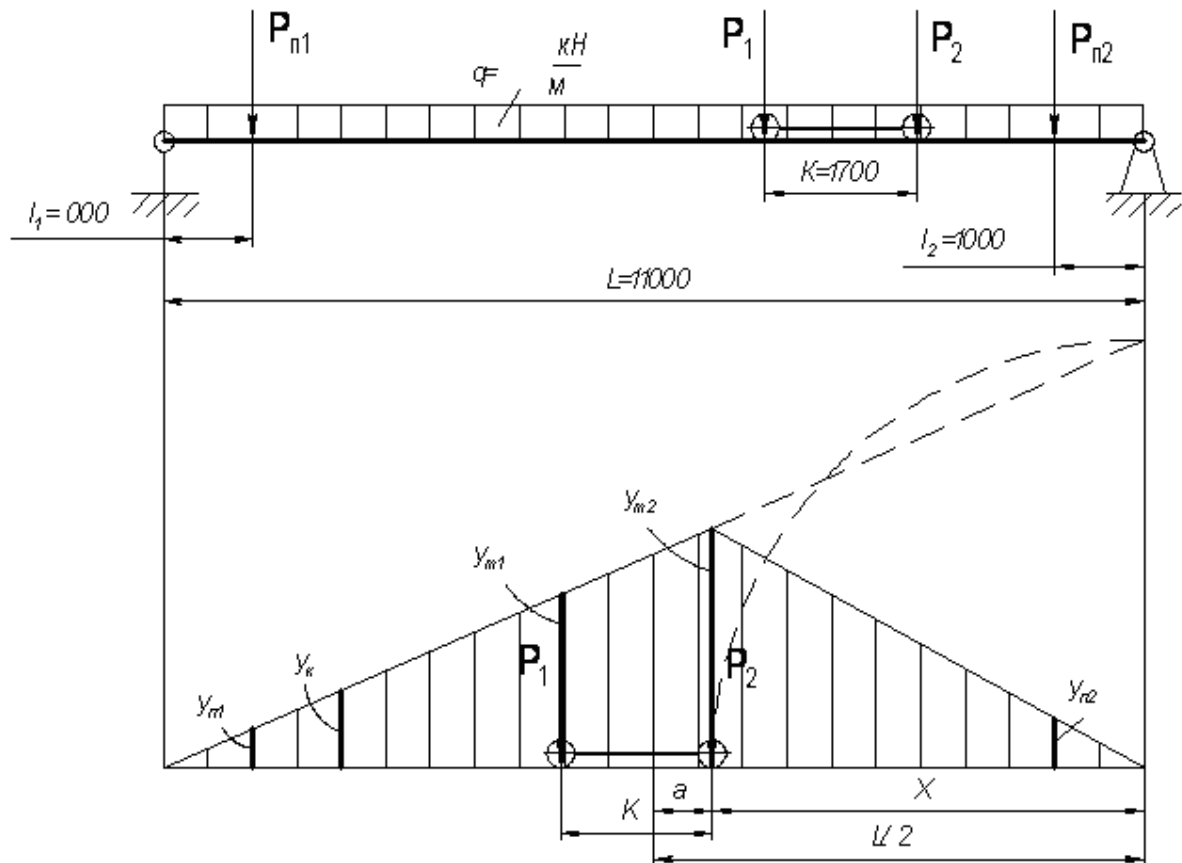


Рисунок 5.2 – Лінії впливу

4) Максимальний згинаючий момент:

$$M = P_{П1} \cdot y_{П1} + P_{П2} \cdot y_{П2} + P_{К1} \cdot y_{К1} + P_{К2} \cdot y_{К2} + P_{Т1} \cdot y_{Т1} + P_{Т2} \cdot y_{Т2} + q \cdot \omega, \quad (5.7)$$

$$M = 5400 \cdot 0,88 + 5400 \cdot 1,115 + 1750 \cdot 7,625 + 1750 \cdot 6,452 + 142500 \cdot 9,868 + 142500 \cdot 8,173 + 24500 \cdot 394,72 = 9706 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

5) Момент інерції перерізу балки:

$$6) I_{II} = \left[\frac{B \cdot h^3}{12} + B \cdot h \cdot \left(\frac{H_C}{2} + \frac{h_{II}}{2} \right)^2 \right] \quad (5.8)$$

$$I_{i1} = I_{i2} = \left[\frac{0,7 \cdot 0,012^3}{12} + 0,7 \cdot 0,012 \cdot \left(\frac{1,976}{2} + 0,01 \right)^2 \right] = 0,0084 \text{ м}^4$$

$$I_C = \frac{h_{II} \cdot H_C^3}{12}; \quad (5.9)$$

$${}^2_{\tilde{N}_1} = {}^2_{\tilde{N}_2} = \frac{0,01 \cdot 1,976^3}{12} = 0,0064 \text{ м}^4$$

$$I_{\text{ОБЩ}} = 0,0148 \text{ м}^4.$$

7) Момент опору перерізу балки:

$$8) W_{\tilde{n}1} = W_{C_2} = 31830 \text{ см}^3 \quad (5.10)$$

$$W_{I_1} = W_{I_2} = 14320 \text{ см}^3$$

$$W_{\text{ОБЩ}} = 0,0923 \text{ м}^3.$$

9) Визначаємо розрахункове напруження згину:

$$\sigma_{\tilde{\sigma}A} = \frac{M_{\text{MAX}}}{W} = \frac{9706000}{0,0923} = 101 \text{ МПа} \quad (5.11)$$

$$[\sigma_{3T}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{350}{1,4} = 250 \text{ МПа} \quad (5.12)$$

10) Визначаємо прогин балки:

$$[f] = \frac{L}{600} = \frac{40}{600} = 0,067 \text{ м} \quad (5.13)$$

$$f = \frac{R \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} = \frac{142500 \cdot 40^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,0148} = 0,061 \text{ м} \quad (5.14)$$

11) Визначаємо коливання балки:

$$[t] = 12 \div 15 \text{ с}, \quad \gamma = 0,07 \text{ при } H/L > 1/20$$

$$\tau = \frac{0,54}{10^4} \cdot \sqrt{\sigma \cdot \frac{L^2}{H}} = \frac{0,54}{10^4} \cdot \sqrt{101 \cdot 10^6 \cdot \frac{40^2}{2}} = 15 \quad (5.15)$$

$$t = \frac{\tau}{\gamma} \cdot \ln 2 \cdot f = \frac{15}{0,07} \cdot \ln 2 \cdot 0,061 = 9 \text{ мс} \quad (5.16)$$

5.4 РОЗРАХУНОК КІНЦЕВОЇ БАЛКИ

1) Визначаємо момент інерції:

відносно вісі $X-X$

$$I_c = 2 \cdot \frac{0,01 \cdot 0,65^3}{12} = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

$$I_i = 2 \cdot \left[\frac{0,43 \cdot 0,012^3}{12} + 0,43 \cdot 0,012 \cdot \left(\frac{0,65}{2} + 0,01 \right)^2 \right] = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

$$I_x = 5,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

відносно вісі $Y-Y$

$$I_i = 2 \cdot \frac{0,012 \cdot 0,43^3}{12} = 16 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$$

$$I_c = 2 \cdot \left[\frac{0,650 \cdot 0,01^3}{12} + 0,650 \cdot 0,01 \cdot \left(\frac{0,43}{2} + 0,012 \right)^2 \right] = 68 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$$

$$I_y = 8,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

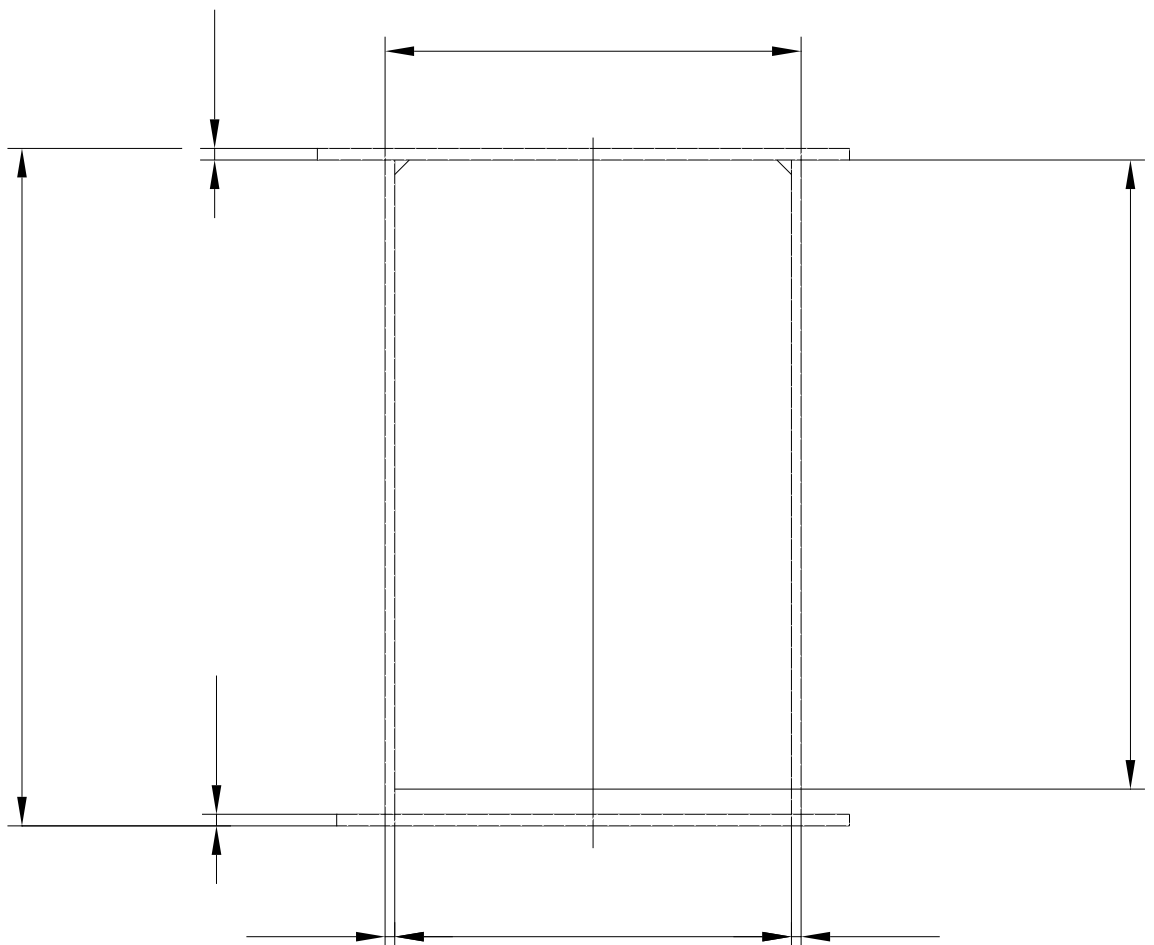


Рисунок 5.3 – Поперечний переріз кінцевої балки

2) Визначаємо момент опору перерізу кінцевої балки:

$$W_x = \frac{I_x}{Z_1} = \frac{57 \cdot 10^{-3}}{0,35} = 162 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (5.17)$$

$$W_y = \frac{2 \cdot I_y}{B} = \frac{2 \cdot 8,4 \cdot 10^{-4}}{0,43} = 39 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \quad (5.18)$$

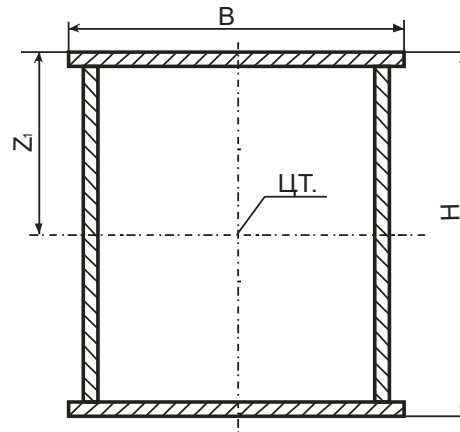


Рисунок 4.4 – Переріз кінцевої балки

- 3) Визначимо сили, що діють у вертикальній і горизонтальній площинах та реакції опор:

$$P_{1B} = \frac{2 \cdot P_1 \cdot (L - l_1) + P_2 \cdot (L - l_K) + \frac{q \cdot L^2}{2}}{L} \quad (5.19)$$

$$P_{1A} = \frac{2 \cdot 142500 \cdot (40 - 1,8) + 3500 \cdot (40 - 5,674) + \frac{24500 \cdot 40^2}{2}}{40} = 275668 \text{ Н} \quad (5.20)$$

$$P_{2A} = \frac{2 \cdot P_1 \cdot (L - l_1) + \frac{q \cdot L^2}{2}}{L} = \frac{2 \cdot 142500 \cdot (40 - 1,8) + \frac{24500 \cdot 40^2}{2}}{40} = 762175 \text{ Н} \quad (5.21)$$

$$R'_D = \frac{P_{2B} \cdot a + P_{1B} \cdot (B - a)}{B} = \frac{145710 \cdot 1,6 + 151437 \cdot (4,95 - 1,6)}{4,95} = 149585 \text{ Н} \quad (5.22)$$

$$R'_C = \frac{P_{2B} \cdot (B - a) + P_{1B} \cdot a}{B} = \frac{145710 \cdot (4,95 - 1,6) + 151437 \cdot 1,6}{4,95} = 147561 \text{ H} \quad (5.23)$$

$$R''_D = R''_C = P_{1B} = 18600 \text{ H} \quad (5.24)$$

4) Визначаємо моменти згину у перерізі:

$$M_{1B} = R'_D \cdot a = 149585 \cdot 1,6 = 239336 \text{ H} \cdot \text{м} \quad (5.25)$$

$$M_{2B} = R''_D \cdot a = 18600 \cdot 1,6 = 29760 \text{ H} \cdot \text{м} \quad (5.26)$$

5) Визначимо нормальні та сумарні напруження від моментів згину у вертикальній і горизонтальній площинах:

6)

$$\sigma_1 = \frac{M_{1B}}{W_x} = \frac{239336}{2,6 \cdot 10^{-3}} = 92 \text{ МПа} \quad (5.27)$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{2B}}{W_y} = \frac{29760}{19 \cdot 10^{-4}} = 15,7 \text{ МПа} \quad (5.28)$$

$$\sigma_\Sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 92 + 15,7 = 107,7 \text{ МПа} \quad (5.29)$$

7) Розрахуємо дотичні напруження в перерізі:

$$\tau_1 = \frac{R'_D \cdot S_x}{I_x \cdot b} = \frac{149585 \cdot 3,2 \cdot 10^{-3}}{0,72 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 0,006} = 55,4 \text{ МПа} \quad (5.30)$$

8) Перевіримо балку за умови міцності:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 3 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{107,7^2 + 3 \cdot 55,4^2} = 144 \text{ МПа} \leq [\sigma] \quad (5.31)$$

5.5 РОЗРАХУНОК ОПОРНОГО ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ

У мостових кранах опорний зварний шов розташовується в зоні з'єднання головної балки з кінцевою. У більшості випадків у цьому місці встановлюється фасонна деталь, яка виконує функцію компенсатора напружень. Фасонка з'єднується з балкою за допомогою таврового зварного шва, який розраховується на дію зусилля зсуву (зрізу). [6]

Для проведення розрахунку міцності зварного з'єднання необхідно визначити опорну реакцію, що виникає від власної маси крана та вантажного візка в точці з'єднання — саме це значення й приймається як перерізувальне зусилля при розрахунку шва.

$$R = \frac{G_B \cdot (L - l_1) + G_B \cdot \frac{L}{2}}{L} = \frac{17900 \cdot (40 - 1,8) + 40000 \cdot \frac{40}{2}}{40} = 37000 \text{ Н} \quad (5.32)$$

Це значення поділимо на кількість фасонки на які розподіляється сила:

$$P = 37000 / 4 = 9250 \text{ Н} \quad (5.33)$$

Визначимо тангенційне напруження:

$$\tau = \frac{P}{\eta \cdot K \cdot l} = \frac{9250}{1 \cdot 0,006 \cdot 0,08} = 19 \text{ МПа} \leq [\tau_f] = 153 \text{ МПа} \quad (5.34)$$

де η – коефіцієнт, який залежить від типу зварювання ($\eta=1$ - автоматичне зварювання),

K – катет шва,

l – довжина шва.

ВИСНОВКИ

У межах дипломного проєкту було виконано повний цикл розробки конструкції мостового електричного крана вантажопідіймальністю 30/12,5 т, призначеного для роботи в умовах великого виробничого прольоту, що характерно для металургійних і машинобудівних підприємств.

Проєкт передбачає ефективне технічне рішення, яке враховує особливості експлуатації обладнання у складних умовах. Одним із ключових конструктивних удосконалень є встановлення кабіни керування на окремому візку, що дозволяє оператору переміщуватись уздовж усього прольоту крана. Це забезпечує покращення оглядовості робочої зони, а також підвищення точності управління вантажем.

У процесі проєктування були розроблені та узгоджені:

- кінематична схема механізмів підйому і пересування;
- розрахунок навантажень на несучі елементи крана;
- вибір приводів, підшипникових опор, редукторів, гальмівної системи та поліспасти;
- перевірка основних елементів на міцність, жорсткість і довговічність.

Окрему увагу було приділено підбору конструкційних матеріалів, відповідно до вимог ДСТУ 2651:2005 та ДСТУ 8541:2015, із урахуванням умов експлуатації, навантажень та факторів зовнішнього середовища.

У результаті виконаної роботи створено ефективний зразок вантажопідіймального обладнання, що відповідає вимогам нормативних документів та технічних умов, а також може бути рекомендований для впровадження у виробництво або як база для подальшого проєктного удосконалення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ EN 12385-4:2013. Канати сталеві. Безпечність. Частина 4. Канати для загального підйомного устаткування. – Чинний від 2014-01-01. – К.: ДП «УкрНДНЦ», 2013. – 38 с. – (Ідентичний EN 12385-4:2002+A1:2008).
2. ДСТУ EN 1677-1:2014. Оснащення для підймання вантажів. Компоненти. Частина 1. Гаки класу 8. – Чинний від 2015-01-01. – К.: ДП «УкрНДНЦ», 2014. – 24 с.
3. ДСТУ 2821-94. Муфти зубчасті. Технічні умови. – Чинний від 1995-01-01. – К.: Держстандарт України, 1994. – 19 с.
4. ДСТУ 2651:2005. Прокат сталевий. Загальні технічні умови. – Чинний від 2006-01-01. – К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 30 с.
5. ДСТУ 8541:2015. Сталь низьколегована. Загальні технічні умови. – Чинний від 2016-01-01. – К.: ДП «УкрНДНЦ», 2015. – 25 с.
6. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів: ДНАОП 0.00-1.03-02 / Затв. 20.08.2002 № 409 / Держ. департамент з нагляду за охороною праці Мін-ва праці та соц. політики України. – Х.: Форт, 2002. – 416 с.
7. Українська державна академія залізничного транспорту. Методичні вказівки та збірник варіантів до завдання з машинобудівного креслення «Рознімні різьбові з'єднання» / Будівельний факультет, каф. «Нарисна геометрія та комп'ютерна графіка». – Харків, 2012. – 46 с.
8. Мартовицький Л. М., Глушко В. І. Курсове проектування металоконструкцій: Навч. посібник / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко. Запоріжжя: Кругозір, 2016. – 418 с.: іл., табл.
9. Методичні вказівки до розрахунку циліндричних передач редукторів з дисципліни «Деталі машин та основи конструювання машин» / Укл. О.І. Вільчек. – Вид. 2-ге, перероб. та доп. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2002. – 30 с.

- 10.Методичні вказівки до курсового проекту “Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка” для студентів спец. 8.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини та обладнання” / Укл.: О.І. Вільчек, О.М. Руднєв, В.І. Глушко. – Запоріжжя: ЗДТУ, 2001. – 69 с.
- 11.Методичні вказівки до виконання курсового проекту "Приклади розрахунків механізмів спеціальних вантажопідіймальних кранів" (для студентів спеціальності 1504 денної та вечірньої форм навчання) / Укл.: В.А. Єршов. – Запоріжжя: ЗМІ, 1990. – 20 с.
- 12.Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин: Підручник / В. С. Бондарєв, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с. оце ще в літературу підкиньте, десь в середину