

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний
(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин і підсилюю-транспортні механізми
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему Модернізація ручно-рейсєрного приватомізатора Q=32 т.

Виконав: студент(ка) _____ курсу, групи М-314-н

Спеціальності 133 Факультет машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація) підсилюю-транспортні, дорожні, будівельні, великотоннажні машини і агрегати

Курман А. П.
(прізвище та ініціали)

Керівник Мартовичук Л. М.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Григор Т. О.
(прізвище та ініціали)

20 25

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

Інститут, факультет машинобудівний
Кафедра Деталі машин і агрегатно-транспортні механізми
Ступінь вищої освіти Магістр
Спеціальність 133 Технологічне машинобудування (код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Агрегатно-транспортні агрегати, будівельні, бурові, напірні машини і обладнання (назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри [підпис]
« » 20 року

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

Курман Андрій Володимир
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Модернізація судно-рейферного перевантажувача Q=32 т.

керівник проєкту (роботи) Партович Л. М. канд. тех. наук
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «30» жовтня 2025 року №488

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 15.12.2025

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Судно-рейферний перевантажувач виконаний у ТДТ в 1969 році. Дані: номінальний Q=40 т, продуктивність T=700 T/год, маса 137 т.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Механізм підйомний вантажу; 2. Розрахунок механізму переміщення візка; 3. Розрахунок механізму переміщення перевантажувача; 4. Розрахунок експлуатаційного ефекту від модернізації крану; 5. Висновок проєкту; 6. Економетрична конструкція.

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

Лист 1, формат А1 - загальна електродвигуна на механізм підйому; Лист 2, формат А1 - рейферний візок; Лист 3, формат А1 - рейферний візок загальна електродвигуна; Лист 4, формат А1 - загальний вид; Лист 5, формат А1 - встановлення ідентифікації.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартовицький Л.М. в.о. зав. каф.		
2	Мартовицький Л.М. в.о. зав. каф.		
3	Мартовицький Л.М. в.о. зав. каф.		
4	Мартовицький Л.М. в.о. зав. каф.		
5	Мартовицький Л.М. в.о. зав. каф.		
6	Мартовицький Л.М. в.о. зав. каф.		

7. Дата видачі завдання « 30 » жовтня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Механізм підйомника вахтангу	07.11.2025	
2	Розрахунок механізму пересування візка	14.11.2025	
3	Розрахунок механізму пересування перевантаж.	21.11.2025	
4	Розрахунок економічного ефекту від модер. крану	28.11.2025	
5	Варіанти праці	05.12.2025	
6	Висновок металоконструкції	10.12.2025	

Студент

Керівник проекту (роботи)

Личко
(підпис)

Личко
(підпис)

Андрій КИРИЛОВ
(прізвище та ініціали)

Л.Мартовицький
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 80 сторінках, містить 34 малюнка, 7 таблиць, використано 10 джерел літератури. Об'єктом дослідження дипломного проекту є модернізація рудно-грейферного перевантажувача.

У проекті вирішено подальші задачі:

- дана характеристика мостового грейферного перевантажувача;
- вирішено питання переходу обладнання перевантажувача на відчизняні ;
- ремонту металоконструкції перевантажувача;
- розроблена технологія виконання ремонтних робіт.
- розрахований економічний ефект від модернізації перевантажувача.

Робота виконана на кафедрі ДМ і ПТМ Запорізького національного технічного університету.

Ключові слова: МОДЕРНІЗАЦІЯ, ПЕРЕВАНТАЖУВАЧ, ВІЗОК, МЕХАНІЗМ, ВІДЧИЗНЯНИЙ, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ОПОРА, ДЕФЕКТ.

ЗМІСТ

Реферат.....	3
Вступ.....	6
Опис базової машини.....	7
Розрахункова частина дипломного проекту:	
1. Механізм підіймання вантажу.....	18
1.1 Кінематична схема.....	18
1.2 Вибір вантажного каната.....	19
1.3 Розрахунок потужності двигуна, його вибір.....	20
1.4 Вибір редуктора.....	21
1.5 Перевірка двигуна за часом пуску.....	22
1.6 Перевірка двигуна на нагрів.....	23
1.7 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	24
1.8 Вибір муфт.....	25
1.9 Особливості проектування механізму підйому.....	26
2. Розрахунок механізму пересування візка.....	30
2.1 Схема пересування візка.....	30
2.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	30
2.3 Вибір ходових коліс.....	31
2.4 Опір пересування візка.....	32
2.5 Визначення потужності двигуна, його вибір.....	36
2.6 Вибір редуктора.....	37
2.7 Вибір муфт.....	38
2.8 Вибір гальм.....	39
2.9 Перевірка електродвигунів за часом пуску.....	40
2.10 Перевірка запасу зчеплення.....	41
2.11 Перевірка двигуна на нагрів.....	41
2.12 Особливості проектування механізму пересування візка.....	42
3. Розрахунок механізму пересування перевантажувача.....	45
3.1 Схеми механізму пересування перевантажувача.....	45

3.2	Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	46
3.3	Вибір ходових коліс.....	46
3.4	Опір пересування перевантажувача.....	48
3.5	Визначення потужності двигуна, його вибір.....	51
3.6	Вибір редуктора.....	52
3.7	Вибір муфт.....	53
3.8	Вибір гальм.....	54
3.9	Перевірка електродвигунів за часом пуску.....	55
3.10	Перевірка запасу зчеплення.....	57
4.	Розрахунок економічного ефекту від модернізації крану.....	58
5.	Охорона праці.....	62
5.1	Аналіз потенційних небезпек.....	62
5.2	Заходи по забезпеченню безпеки.....	62
5.3	Заходи з виробничої санітарії і гігієни праці.....	68
5.4	Заходи пожежної безпеки.....	70
5.5	Заходи безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	71
6.	Ремонт металоконструкції.....	72
6.1	Опис пошкодження.....	72
6.2	Метод ремонту.....	74
6.3	Вибір матеріалів та електродів.....	76
6.4	Технологія ремонту.....	76
6.5	Контроль зварювальних швів.....	77
6.6	Заключні заходи.....	78
	Висновки.....	79
	Перелік посилань.....	80

ВСТУП

Будь-який вид промисловості не може обійтися без використання у виробництві великої кількості ГПМ. Вони застосовуються у всіх підприємствах пов'язаних з машинобудуванням, металургією, будівництвом. Аварія ГПМ може привести до дуже тяжких наслідків, у зв'язку з цим, велика відповідальність лягає на службу ремонту і експлуатації підйомно-транспортних машин і відсутності їх простоїв є важливим завданням.

Даний рудно – грейферний перевантажувач був виконаний заводом VTA (ГДР) у 1969 році. У зв'язку з зростанням цін на зарубіжне обладнання, з'явилась потреба шукати нові технічні рішення щодо вдосконалення конструкції перевантажувача. А саме перехід механізмів перевантажувача на механізми вітчизняного виробництва. Тому в цьому дипломному проекті передбачена заміна механізмів підйому, пресування візка, та пересування перевантажувача. Також передбачений проект ремонту їздової балки.

Досліджувальний рудно-грейферний перевантажувач грає значну роль в технологічному процесі виробництва, тому від його працездатності залежить робота і головне прибуток виробництва.

ОПИС БАЗОВОЇ МАШИНИ

Різні області застосування перевантажувачів і широкий діапазон їх основних характеристик зумовили значно різноманітність схем і конструкцій перевантажувачів, що затрудняв їх класифікацію.

Перевантажувачі класифікують:

- 1) по області застосування або виду обслуговуваного виробництва і схемі установки у вантажному потоці (технологічному процесі);
- 2) по конструктивній ознаці.

Дані машини обслуговують складні технологічні процеси в металургійній промисловості.

У тому або іншому ступені вони виявляються жорстко вбудованими в загальний технологічний потік і разом з конвеєрами складів утворюють систему машин, тому від роботи перевантажувачів залежить ефективність всього виробництва.

Характер основного виробництва і умови експлуатації враховуються при проектуванні перевантажувачів і визначенням чином впливають на їх конструкцію.

Найширше перевантажувачі застосовують на рудних дворах металургійних заводів, унаслідок чого їх називають рудними. Схема вантажного потоку на рудному дворі і характер використання такого перевантажувача залежать від виду обладнання рудного двору (двори з вагоноопрокидувачами або розвантажувачами естакадами), потужності доменного цеху.

Залежно від області застосування і технологічної схеми вантажопотоку перевантажувачі можуть мати додаткові вузли і механізми. Так, перевантажувачі, обслуговуючі склади доменних цехів, забезпечують стаціонарними або пересувними підвісними направляючими воронками, які використовують при завантаженні залізничних вагонів. Перевантажувачі для складів ТЕЦ і коксохімічних заводів обладнали живильниками — бункерами із стрічковими або пластинчастими конвеєрами для рівномірної подачі вугілля з складу на стаціонарні конвеєри, що проходять уздовж складу.

Класифікація перевантажувачів за конструктивними ознаками:

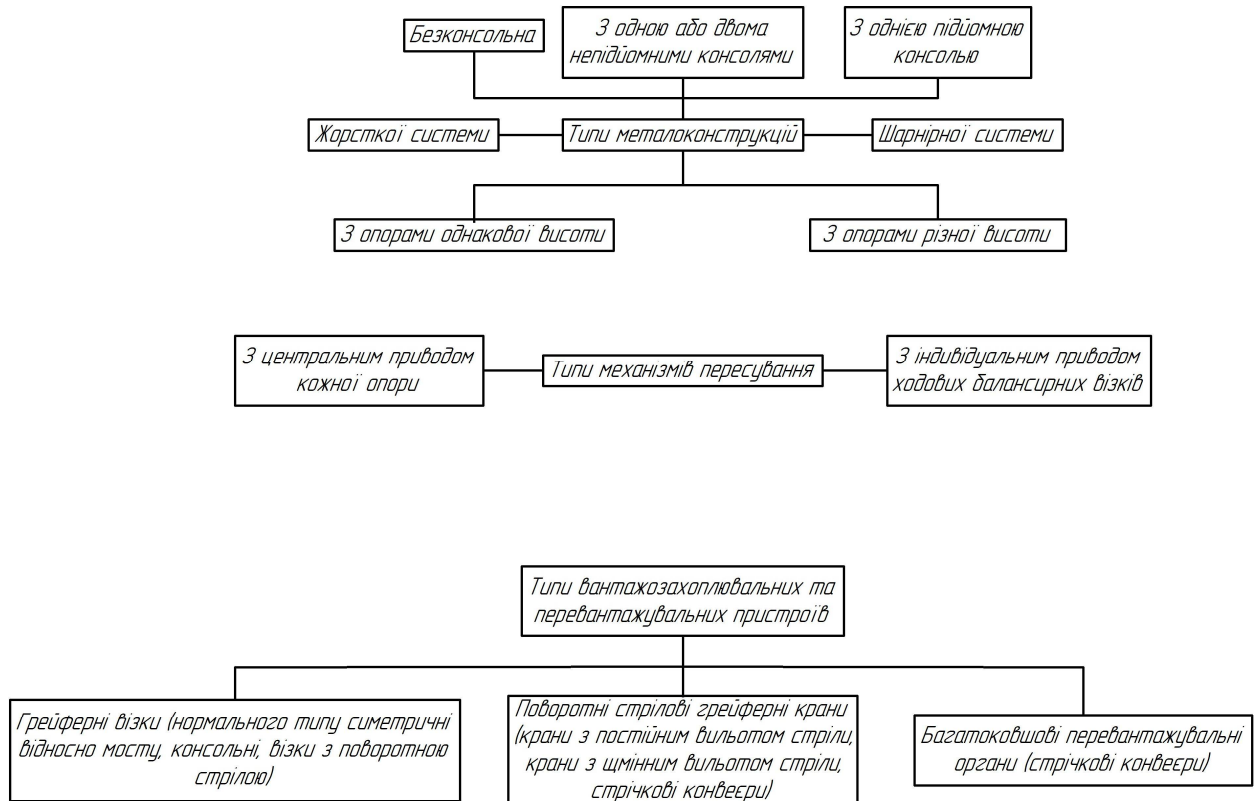


Рис. 1 – схема класифікація перевантажувача за конструктивними ознаками

Як видно з схеми, перевантажувачі класифікуються за типами металевих конструкцій, за типами (видам) вантажозахватних і перевантажувальних пристроїв, а також за типами механізмів пересування. По конструктивних схемах металоконструкцій розрізняють перевантажувачі жорсткої і шарнірної системи. Перевантажувачі жорсткої системи характеризуються просторово – жорсткою металоконструкцією, що виключає зсув опор в горизонтальній площині.

У перевантажувачів шарнірної системи одна з опор жорстка, інша шарнірна. Жорстка опора з'єднується з мостом жорстко і утворює з ним просторову жорстку конструкцію. Шарнірна опора з'єднується з мостом шарнірно, що дозволяє їй компенсувати температурні деформації моста і його перекіс.

Перевантажувачі, що встановлюються на металургійних заводах.

При доставці потягу матеріалів рудний двір може обладуватися вагоноопрокидувачами або розвантажувальними естакадами з траншеями. При схемі (рис. 2) вагони з рудою розвантажуються вагоноопрокидувачем, і руда заповнює рудну траншею. За допомогою перевантажувача, обладнаного візком грейфера, руду укладають в штабель 5, з якого вона перевантажувачем подається в передавальний вагон. Останній розвозить руду по бункерах. З бункерів шихтових матеріалів поступають на вагон-ваги і далі на скіповий підйомник. Для наряду матеріалів в вагони перевантажувачі обладнуються стаціонарними та пересувними напрямляючими воронками.

Перевантажувачі з одним візком грейфера, що рухається по нижньому поясу моста, є найбільш поширеним видом перевантажувачів (див. рис. 2), а їх конструктивна схема є типовою. Перевантажувачі з візком грейфера нормального виконання широко застосовуються на металургійних і коксохімічних заводах, вугільних складах ТЕЦ, портах. Такий перевантажувач типа VTA-76,2 конструкції показаний на рис. 2.

- 1 — вагоноопрокидувач з бічним перекиданням вагонів;
- 2 — рудна траншея;
- 3 — завантажуванні вагони;
- 4 — візок грейфера перевантажувача;
- 5 — штабель руди;
- 6 — перевантажувач вантажопідйомністю 32 т;
- 7 — бункери;
- 8 — передавальний вагон;
- 9 — розвантажувальна воронка перевантажувача.

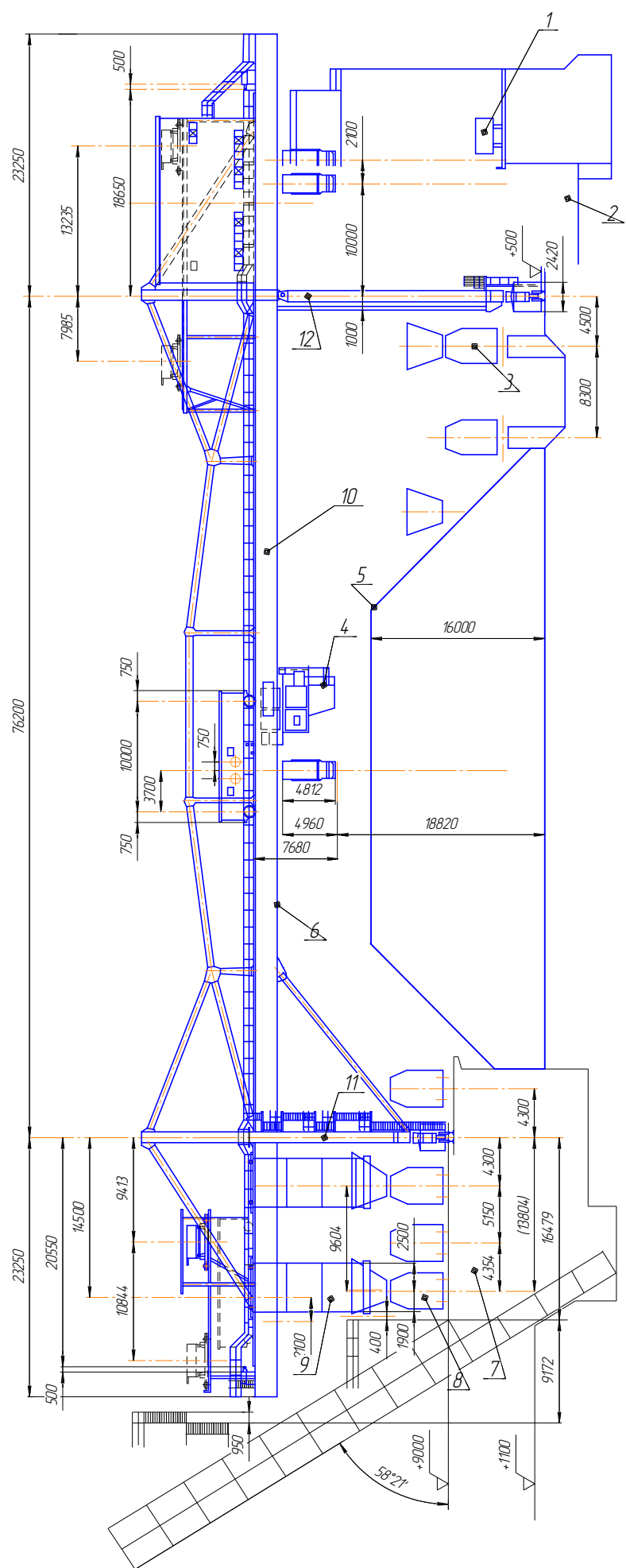


Рис 2 – Схема передаточного, що встановлений на рудному дворі

Перевантажувач призначений обслуговувати частину рудного двору. Металоконструкція перевантажувача складається з моста 10 з двома консолями, жорсткої опори 11 і шарнірної опори 12. Міст перевантажувача виконаний з двох коробчастих балок, по верхньому поясу яких пересувається візок грейфера 4. Міст посилений шпренгельною системою. Перевага такої конструкції в її технологічності: значно зменшено кількість деталей, що полегшує монтаж і експлуатацію.

ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ

Проліт перевантажувача L , довжина моста L_0 , розміри консолей, а також висота підйому грейфера H (мал. 9) визначаються розмірами обслуговуваного ним складу (місткістю), технологічною схемою вантажопотоку, способами доставки матеріалів на склад і видачі їх з складу, способами механізації.

Проліт L перевантажувача передбачають 30—115, частіше всього 40—80 м. а саме - 60 і 76,2 м (76,2 м = 250 футам).

Висота підйому H грейфера залежить від глибини розвантажувальних траншей і висоти штабелю. Частіш за все $H = 20 - 30$ м. База перевантажувача B визначається умовами загальної стійкості.

Вантажопідйомність Q перевантажувача, робочі швидкості грейферного візка визначаються продуктивністю перевантажувача. Вантажопідйомність перевантажувачів зазвичай не перевищує 50 т. Найбільш поширені перевантажувачі вантажопідйомністю 16—32 т.

ГОСТ 1575—61 встановлює наступний ряд вантажопідйомностей (у тоннах) перевантажувачів: 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50.

Вантажопідйомність перевантажувача призначають не тільки виходячи з необхідної продуктивності. За інших рівних умов задану продуктивність складу можна забезпечити меншою кількістю перевантажувачів, якщо підвищити вантажопідйомність останніх. Проте із-за резервування перевантажувачів для ремонту і зняття пікових

навантажень іноді доцільніше застосувати більше число перевантажувачів, але меншій вантажопідйомності.

Робочі швидкості візка грейфера (крана): підйому (опускання) вантажу $v_{\text{вант}}$, пересування v_B , а також швидкість повороту $v_{\text{пов}}$ рекомендується приймати великими і їх співвідношення визначати в кожному випадку виходячи з техніко-економічних показників перевантажувачів і їх конструктивних особливостей.

Максимальна швидкість пересування візка обмежується короткими ділянками шляху переміщення та прискоренням, що допускається (приймається, що буксування ходових коліс відсутнє).

При повному шляху переміщення максимальна середня швидкість пересування візків в м/с:

$$v_{B \max} = \sqrt{L_0 a_B},$$

де a_B - максимальна допустиме прискорення грейферного візка в м/с².

Зазвичай швидкість пересування візка не перевищує 0,5 $v_{B \max}$ і становляє 50-360 м/хв в залежності від довжини шляху пересування.

Максимальна швидкість підйому (опускання) вантажу в м/с при дотриманні прискорення підйому (опускання) a_B , та заданій висоті підйому H

$$v_{H \max} = \sqrt{H \cdot a_H}$$

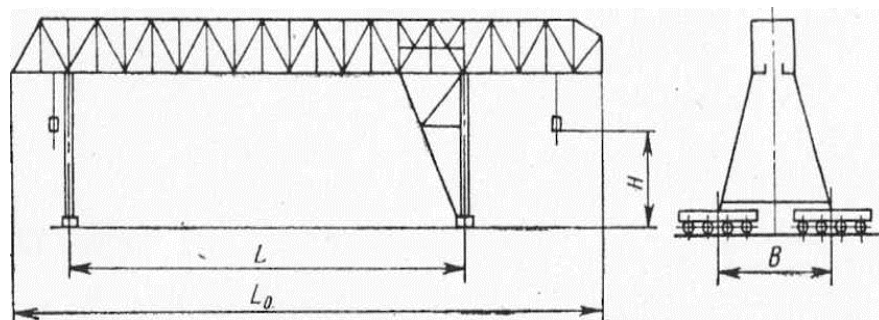


Рис. 3. Основні геометричні параметри перевантажувача

Щоб уникнути великих динамічних навантажень прискорення a_n приймають рівним $1\text{—}1,2 \text{ м/с}^2$. Найчастіше швидкість підйому (опускання) вантажу не перевищує $0,3 v_{n\max}$ і складає $30\text{—}100 \text{ м/хв}$.

Швидкість опускання грейфера приймають рівній швидкості підйому або декілька більшою, тобто

$$v_{оп} = (1,0 \dots 1,4) v_n.$$

Швидкість пересування моста перевантажувача призначають рівної $15\text{—}35 \text{ м/хв}$, і на продуктивність перевантажувача вона практично не впливає

ВІЗКИ ГРЕЙФЕРІВ

Візки грейферів — поширений перевантажувальний пристрій перевантажувачів. Вантажопідйомність їх складає $5\text{—}40 \text{ т}$, швидкість підйому вантажу досягає 80 м/мін , швидкість пересування 360 м/хв .

Конструктивного виконання візків в загальному випадку визначається конструкцією пролітної будови перевантажувача, його вантажопідйомністю, швидкостями механізмів і типом приводу пересування візків.

При індивідуальному приводі на рамі (найчастіше) чотирьох-колісного візка встановлюються грейферна підйомна лебідка і механізм пересування візка. Всі механізми розташовані в закритому машинному приміщенні. До рами візка кріпиться кабіна кранівника, з якої проводиться керування механізмами перевантажувача.

Візки грейферів перевантажувачів відрізняються, наприклад, від візків грейферів кранів високою швидкістю пересування, більшою вантажопідйомністю і більшою власною масою.

При високій швидкості підйому всі механізми, ходова частина і рама візків випробовують значні динамічні навантаження як при несталому, так і при сталому русі механізмів візків. Динамічні навантаження виникають при пусках і гальмуваннях механізмів лебідки грейфера під час підйому і опускання вантажу, від ударів на стиках рейок і наявності нерівностей

підвізкових рейок при русі візка, унаслідок різної місцевої податливості їздових балок при русі візка, при пусках і гальмуваннях механізму пересування візка.

Для зниження динамічних навантажень раму візка і раму приводу механізму пересування підресорюють. При підресорюванні візку коефіцієнт динамічності механізмів лебідки грейфера складає 1,3—1,5.

Щоб отримати необхідну продуктивність перевантажувача, важливо забезпечити високі прискорення руху візків за відсутності буксування ходових коліс. Для виключення буксування (юз), як правило, Всі ходові колеса роблять приводними. Високий рівень навантаження вузлів візків і експлуатаційні вимоги, що пред'являються, зумовили певну специфіку конструктивного виконання візків грейферів.

Візки грейферів класифікують по наступних ознакам:

- а) по конструктивним — опорного типу нормального виконання і опорного типу з поворотною стрілою, підвісні, кутові (або консольні);
- б) за типом приводу механізму пересування — з індивідуальним приводом і з канатною тягою;
- в) по місцю установки підвізкових рейок — з їздою по верхньому поясу моста, з їздою по нижньому поясу моста і з комбінованим розташуванням рейок (одна нитка рейок на верхньому поясі, інша на нижньому).

Технічна характеристика деяких типів візків приведена в табл. 1.

Таблиця 1 – Характеристика грейферних візків.

Виробник	Рік випуску	Тип	Схема			Вантажопідймальність, т	Продуктивність, т/год	Маса, т		Швидкість пересування, м/хв	$K_{п.и} = G_M / G_T + G_{гр}$
			P1, т	P2, т	B, мм			З вантажем $G_T + G_{гр} + G_M$	Без вантажу $G_T + G_{гр}$		
СКМЗ	1958	Опорний	42	30	9000	30	500	142	127	228	1/8,5
СКМЗ	1960	Опорний	24,5	22,1	7300	24	-	93,6	76,6	149	-
СКМЗ	1961	Опорний	40	34	9300	40	-	147	127	231,5	1/7,3
СКМЗ	1966	З повно-поворотньою стрілою	-	-	8000	20	-	-	128	28	-
СКМЗ, м. Красноярськ	1969	Підвісний	31,5	31,5	5000	32	500	126	110	235	1/6,9
Завод ВТА, ГДР	1964	Опорний	28	25	9000	30	-	107	92	180	1/6
Завод ВТА, ГДР	1969	Опорний	37	31,5	10000	32	700	137	121	-	1/7,5

Візки опорного типу нормального виконання. У таких візків лебідка грейфера і механізм пересування розташовані на плоскій платформі, що спирається на чотири ходові колеса, рейки підвізкової колії знаходяться на горизонтальній площині.

Перші конструкції візків мали відкриті передачі в механізмах лебідки і пересування, відрізнялися складністю кінематики лебідки грейфера, незручним розташуванням вузлів і механізмів для обслуговування.

Візок грейфера, що випускається заводом ВТА (ГДР), вантажністю 32 т (мал. 4) для перевантажувача з мостом шпренгельно-балочної конструкції переміщується по верхньому поясу моста. Таке конструктивне рішення приводить до значного збільшення габаритних розмірів візка по висоті (близько 11 м), збільшенню її маси і підвітряної площі. Візок не має системи підресорювання рами. Функції амортизатора при роботі лебідки грейфера виконує міст, жорсткість якого менше жорсткості ґратчастих мостів. Для

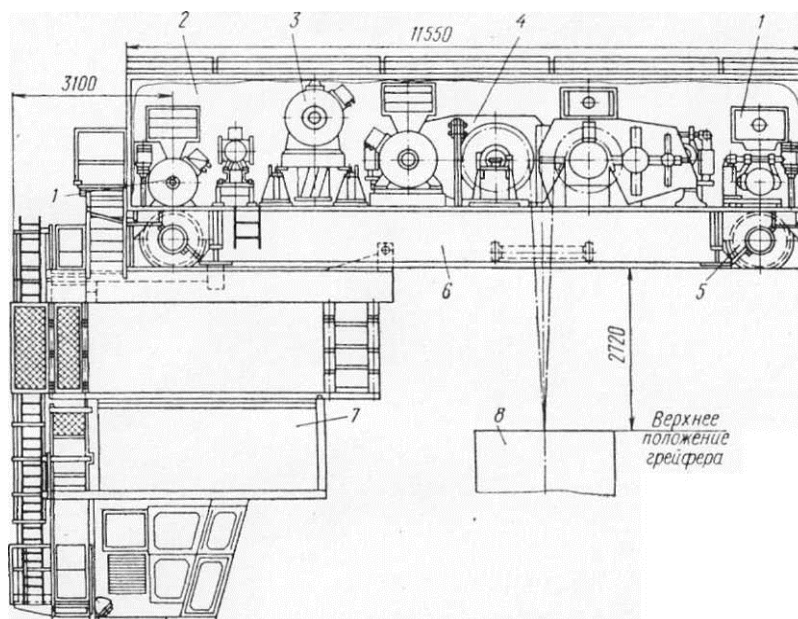


Рис. 4. Грейферний візок заводу ВТА вантажністю 32 т:

забезпечення рівномірного навантаження ходових коліс лебідка грейфера значно зміщена від центру рами візка.

- 1 — привід механізму пересування;
- 2 — машинне приміщення;
- 3 — преоброзующий агрегат;
- 4 — грейферна лебідка;
- 5 — ходовое колесо;
- 6 — рама;
- 7 — кабіна;
- 8 — грейфер

Преобразующий агрегат розташовується на рамі візка і в кабіні. При ремонті ходової частини візка останню піднімають гідравлічними підйомниками. Мاستило вузлів візка централізоване.

1. МЕХАНІЗМ ПІДЙМАННЯ ВАНТАЖУ

1.1. Кінематична схема

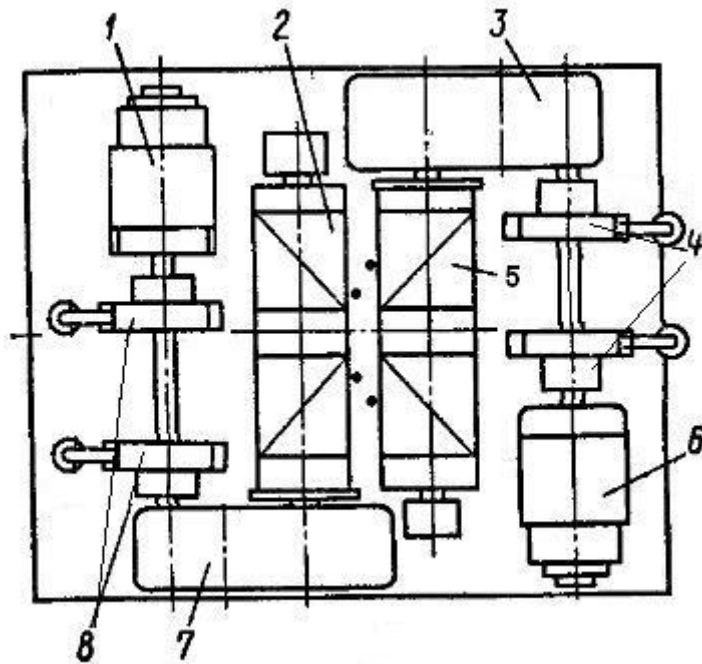


Рисунок 1.1- Кінематична схема механізму підйому :

1, 6 – електродвигуни замикаючої та підйомної лебідки відповідно;

2, 5 – барабани замикаючої та підйомної лебідки відповідно;

3, 7 – редуктори підйомної та замикаючої лебідки відповідно;

4, 8 – парні гальма підйомної та замикаючої лебідки відповідно;

Лебідка з незалежними барабанами встановлена на візку мостового крана та складається з двох однакових лебідок: замикаючої та підйому.

1.2. Вибір вантажного каната

В розрахунках канатів лебідок приймають лінійну зміну зусиль в замикаючих канатах при зачерпуванні від нуля до значення ваги $G_{гр}+Q$ грейфера з матеріалом. Тобто канат слідє вибирати з умови рівномірного завантаження замикаючих та підтримуючих канатів вагою завантаженого грейфера.

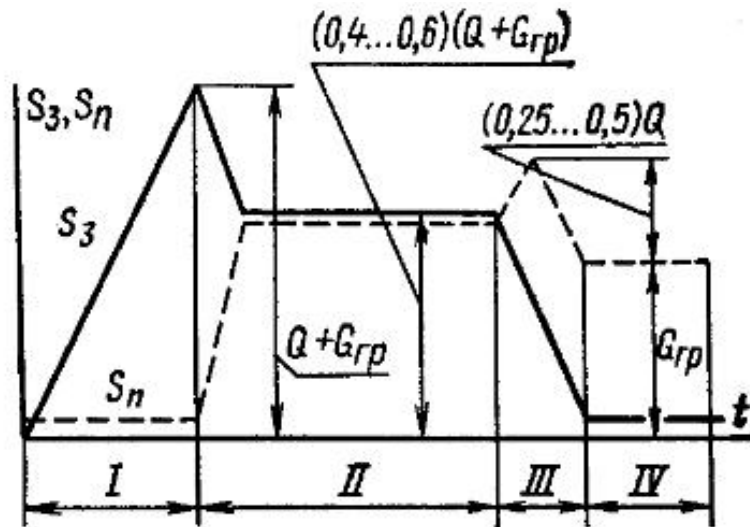


Рисунок 1.2. Типовий графік зміни зусиль S_3 та S_n в замикаючих та підтримуючих канатах: I – черпання; II – підіймання навантаженого грейфера;

III – розкриття; IV – перенесення розкритого грейфера.

$$F_{max} = \frac{10^4(Q + G_n)}{4} = \frac{10^4 \cdot 32}{4} = 80000H \quad (1.1)$$

Але так як барабан вже має навивку для каната діаметром 34 мм, то обираю:

Канат 34-Г-1-Ж-Л-О-Р-1370 ГОСТ 7667-80

Розривне зусилля каната в цілому 617000 Н

Тобто коефіцієнт запасу каната дорівнюватиме $Z_p = 617000/80000 = 7,7$

Нормативне значення $[Z_p]=7$;

Оскільки $Z_p > [Z_p]$ то можна зробити висновок , що канат задовольняє вимогам.

1.3. Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Кожний з двох електродвигунів вибирають по потужності:

$$P_1 = P_2 = \frac{0.5 \cdot Q \cdot v}{102 \eta_3} = \frac{0.5 \cdot 32 \cdot 10^3 \cdot 1.3}{102 \cdot 0.9} = 231 \text{ кВт} \quad (1.2)$$

v - швидкість підйому вантажу, м/с;

η_3 - загальний ККД механізму підйому;

$\eta_3 = \eta_6 \cdot \eta_p \cdot \eta_M = 0.96 \cdot 0.94^2 \cdot 0.96 = 0.9$ - ККД, відповідно, барабана, редуктора та муфти; звичайно приймають $\eta_3 = 0.85 \dots 0.9$.

За аналогією обираю двигун типу Д-816, що характеризується високою перевантажувальною здатністю і широким діапазоном регулювання частоти обертання.

Згідно з ІНФОРМЕЛЕКТРО 01.31.01-94 цей двигун в умовах захисного виконання з незалежною вентиляцією в режимі S1 кліматичного виконання Т має такі параметри:

Таблиця 1.1 Основні параметри двигуна Д-816

Параметр	Значення
Потужність P_θ , кВт	150
Частота обертання n_θ , хв. ⁻¹ При ПВ 100%	470
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	16,25
Напруга, В	440

Обраний двигун має номінальну потужність 150 кВт при ПВ 100%. А це означає, що двигун буде задовольняти вимогам при певному охолодженні.

Дійсна потужність :

$$\sqrt{\frac{100}{60}} \cdot 150 = 196 \text{ кВт}$$

Частота обертання при ПВ 60% дорівнює 700 об/хв.

1.4. Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму підйому

$$U^I = \frac{n_d}{n_6} = \frac{700}{22.7} = 30.8 \quad (1.3)$$

де $n_6 = \frac{60 \cdot V_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1.33}{3.14 \cdot 1.12} = 22.7 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання барабана, хв^{-1} ;

V_n – швидкість підйому вантажу, м/с;

D - діаметр барабана по вісі каната, м.

Редуктор вибирають, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи

В даному випадку редуктор заводу виробника залишаємо незмінним, але якщо така необхідність виникне, то редуктор повинен задовольняти наступним вимогам :

$$n=740 \text{ хв}^{-1}$$

$$U_p=31,4$$

$$P_d=250 \text{ кВт}$$

Редуктор належить вибирати так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_ϕ від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_\phi - V}{V} \cdot 100\% = \frac{1.33 - 1.31}{1.33} \cdot 100\% = 1.5\% \leq 5\% \quad (1.4)$$

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{i_n \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3.14 \cdot 1.12 \cdot 700}{1.31 \cdot 31.4 \cdot 60} = 1.31 \text{ м/с}$$

1.5. Перевірка двигуна за часом пуску

Перевірка двигуна за часом пуску при підйманні вантажу виконують за формулою:

$$t_n = \frac{Z_n \cdot \delta \cdot (J_p + J_m) \cdot n_{\partial s} + 91 Q_0 v^2 / (n_{\partial s} \cdot \eta)}{9.55 [Z_n \cdot \psi \cdot 9550 P / n_{\partial s} - G_0 D / 2 U_p \cdot \eta]} \geq [t_n] = 1 \dots 2c, \quad (1.5)$$

де:

Z_n – кількість приводів,

$\delta = 1,2$ - коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна;

J_p, J_m - відповідно момент інерції ротора двигуна і муфти, кгм^2 ;

Q_0, G_0 - відповідно маса вантажу та , що підіймається, кг ;

D - діаметр барабана, м ;

U_p - передаточне число редуктора;

$\psi = 1,8 \dots 2,0$ - середня кратність пускового моменту для двигунів постійного струму.

$$t_n = \frac{2 \cdot 1.2 \cdot (16.25 + 2 \cdot 2.25) \cdot 700 + 9132 \cdot 10^3 \cdot 1.33^2 / (700 \cdot 0.9)}{9.55 [2 \cdot 2 \cdot 9550 \cdot 196 / 700 - 32 \cdot 10^4 \cdot 1.12 / 2 \cdot 31.4 \cdot 0.9]} = \frac{43036.2}{23671} = 1.81 \geq [t_n] = 1 \dots 2c$$

Вимога щодо пуску двигуна виконується

1.6 Перевірка двигуна на нагрів.

Перевірку двигуна по нагріву виконується по формулі:

$$N_{25} = k \cdot N_{екв} \quad (1.6)$$

де : N_{25} – необхідна номінальна потужність електродвигуна в кВт при ПВ 25%

k – коефіцієнт режиму роботи, при ПВ 60% $k=1,0$ [4]

Якщо цикл роботи невідомий, то еквівалентну потужність можна визначити так:

$$N_{екв} = \gamma \cdot N_{ст} \quad (1.7)$$

де γ – коефіцієнт еквівалентності, що визначається по рис 10 [4] або рис 1.3 в залежності від відношення часу пуску до часу середньої робочої операції t_p .

$$t_p = \frac{L_{раб}}{v} = \frac{15}{1.3} = 11.5 \text{ с, де}$$

$L_{раб}$ – середній робочий шлях, м.

v – номінальна пересування візка швидкість, м/с.

$$\frac{t_n}{t_p} = 0.15, \gamma = 1,05$$

$$N_{екв} = 1.05 \cdot 231 = 242 \text{ кВт}$$

$$N_{25} = 242 \text{ кВт}$$

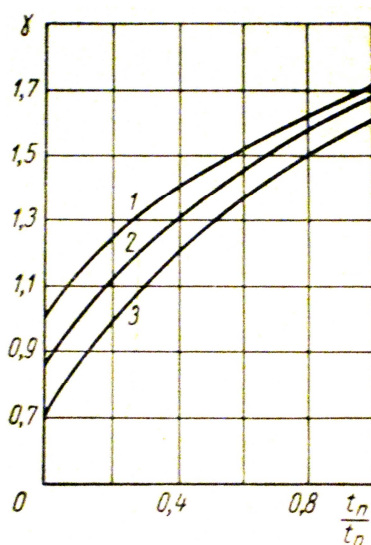


Рис 1.3 – Вплив пускових режимів на потужність $N_{екв}$:

1- механізм пересування мостів кранів, перевантажувачів та візків магнітних,

грейферних кранів, механізми повороту стрілових кранів;

2 – механізми підйому грейферних та магнітних кранів, механізми пересування крюкових кранів;

3-механізми підйому крюкових кранів.

Взагалі двигун можна вибрати слабшим за номінальну потужність на 20 – 30 %. Тобто на 48 – 62 кВт. А саме приблизно при ПВ 60% 180 – 190 кВт. Обраний двигун має номінальну потужність 150 кВт при ПВ 100%. А це означає, що двигун буде задовольняти вимогам при певному охолодженні.

1.7. Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальмівний момент механізму підйому визначається з умов надійного утримання вантажу в повітрі в статичному стані з визначеним коефіцієнтом запасу гальмування.

Необхідний гальмівний момент T_{Γ} , Н м:

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 Q_{\max} D_{\sigma} \eta_{\max}}{2 i_n U_p} K_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot 32 \cdot 1.12 \cdot 0.9}{2 \cdot 1 \cdot 31.4} \cdot 1.1 = 4815 \text{ Нм} \quad (1.8)$$

де K_{Γ} - коефіцієнт запасу гальмування, при встановленні двох гальм на кожний привід $=1,1$.

$\eta_{\max} = 0,9$ -ККД механізму;

У механізмах підйому кранів через надійність звичайно встановлюють двоколодкові гальма типу ТКП. Типорозмір гальмів вибирають за каталогом так, аби виконувалось нерівність

$$T_{\Gamma.K} \geq T_{\Gamma}$$

де $T_{\Gamma.K}$ - номінальний гальмівний момент гальм за каталогом.

Таблиця 1.2 - параметри гальма.

Тип гальма	Діаметр Гальмівного шківа, мм	Ширина гальмівної колодки В, мм	Гальмівний момент, Нм, при ПВ механізма, %	Відхід колодок від шківа ε, мм	Тип електромагніта	Маса, кг
			25			
ТКП-600	600	230	5000	2	МП-601	397

1.8. Вибір муфт

Для з'єднання валів електродвигуна з швидкохідним валом редуктора та вала редуктора з валом барабана використовують зубчасті муфти, які можуть у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

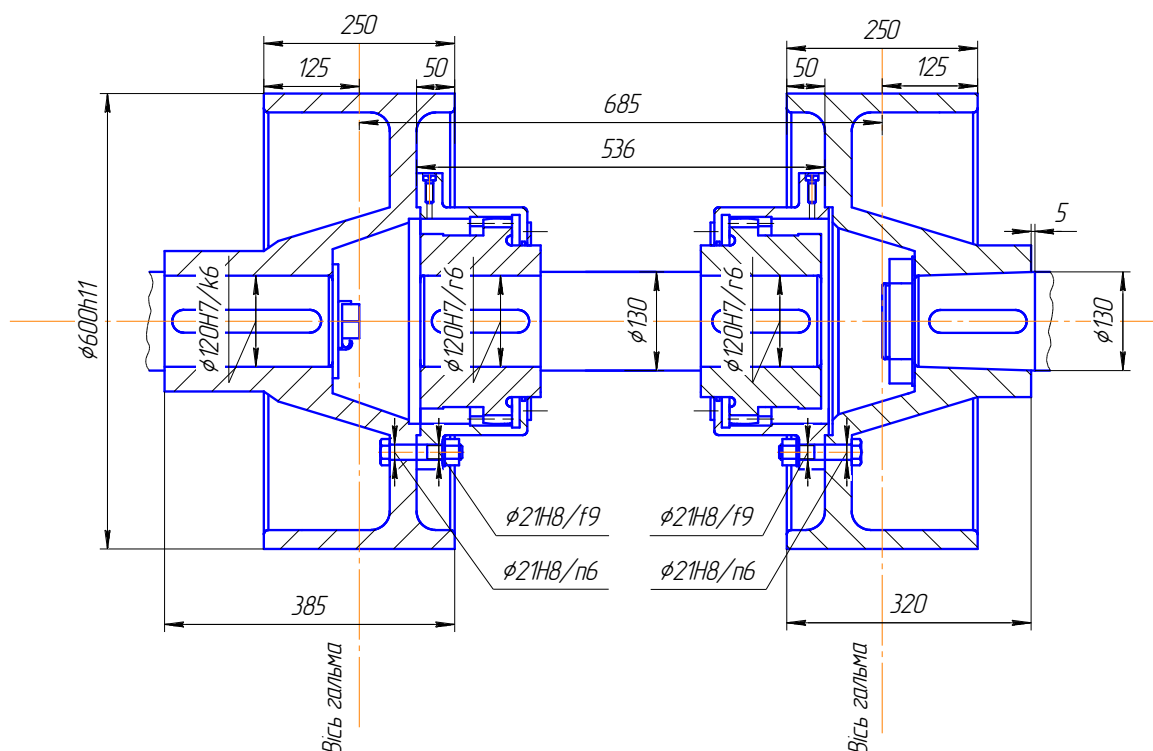


Рис 1.4 - З'єднання муфтою МЗП.

В даному випадку з'єднання валів двигуна та редуктора через гальмівні шківи, між якими встановлений проміжний вал, з'єднаний як муфта типу МЗП.

Таке конструктивне рішення дозволяє компенсувати неспіввісність валів редуктора та двигуна, якщо вона виникне у результаті встановлення нового двигуна.

Гальмівні шківи вибирають відповідно до гальма та до валів до яких кріпляться. Це з'єднання повинне витримувати такий момент, Нм:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 2047 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 4790 \leq T_M^{max} \quad (1.9)$$

де $T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_\phi}{\pi \cdot n_d} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 150}{3.14 \cdot 700} = 2047 \text{ Нм}$ - номінальний момент, який передає

муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму (1,8 для мех. підйому)

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму (1,3 для ПВ 60%)

1.9 Особливості проектування механізму підйому

Встановлення нового двигуна та гальм має такі особливості:

Лінією відліку приймаємо вісь бистрохідного валу редуктора;

Висота підставки під електродвигун дорівнюватиме $h_n = H - h_{дв} = 800 - 400 = 400 \text{ мм}$

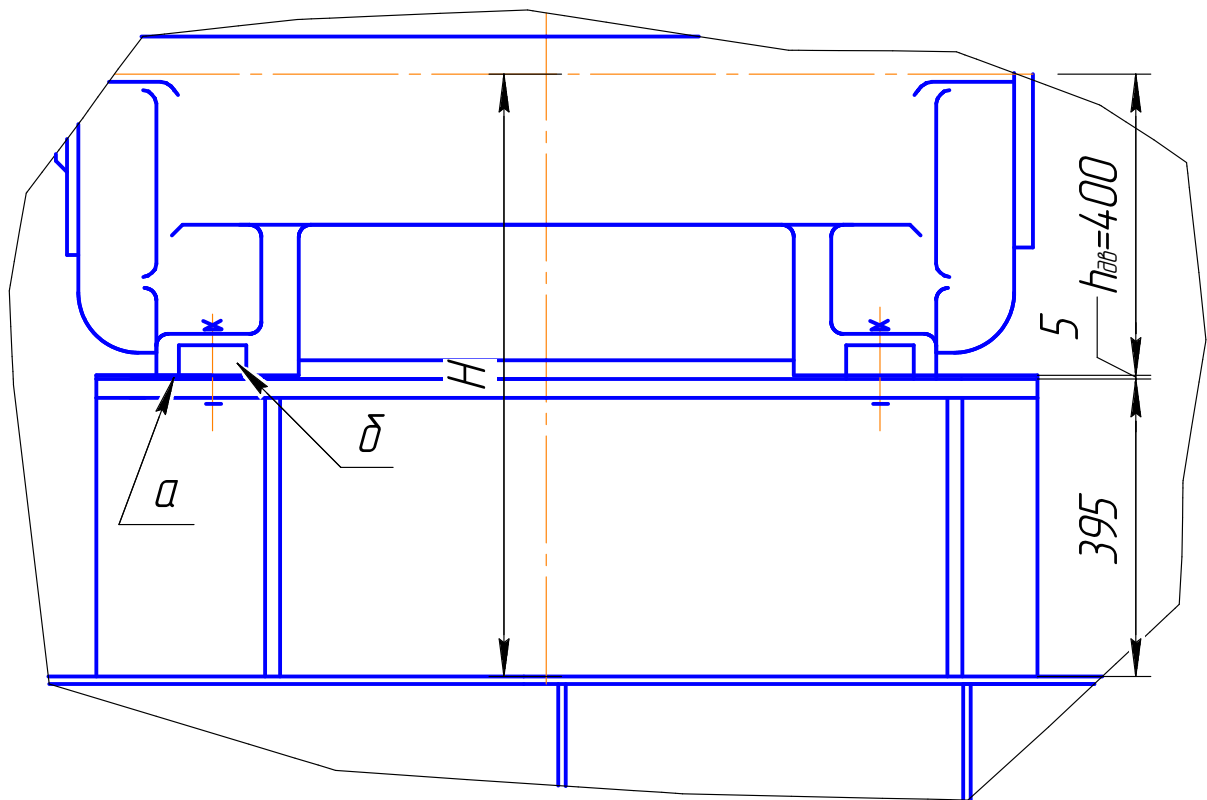


Рис 1.5 – Підставка під електродвигун.

Для того, щоб жорстко закріпити двигун встановлюємо підкладку під електродвигун (а) $\delta=5$ мм, та приварюємо квадратний упор (б) $h_{\text{уп}}=40$ мм по контуру прилягання, катет шва 14мм. Матеріал підкладки та упору – Ст3 ГОСТ 1437-79. Висота підставки тоді дорівнюватиме 395 мм.

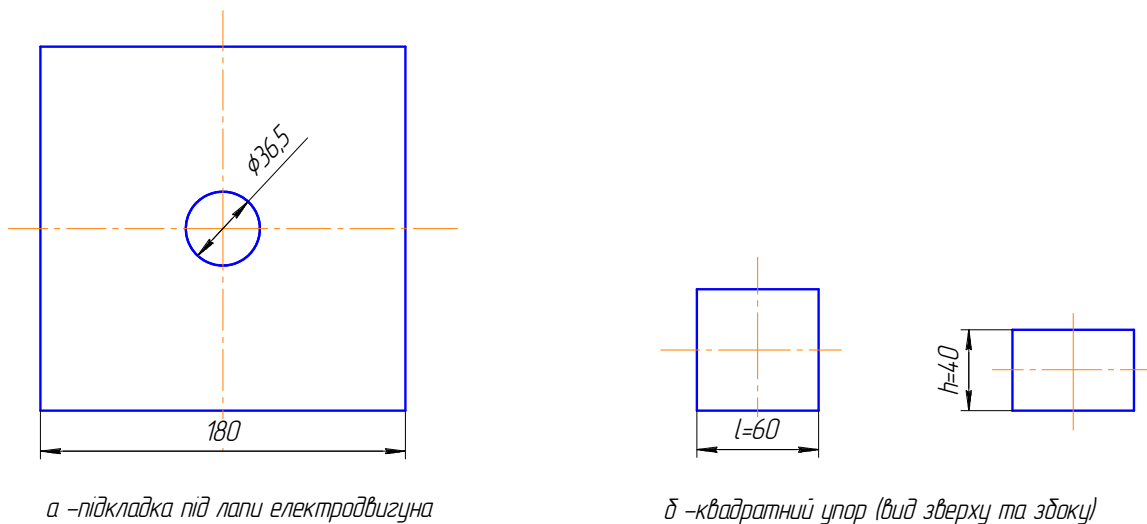


Рис 1.6 – Основні розміри підкладки та квадратного упору.

Висота гальм дорівнює 450 мм, тобто висота підставки складає 350 мм.

Як і в першому випадку встановлюємо додаткову підкладку під гальма $\delta=5$ мм. А висота підставки дорівнюватиме 345 мм.

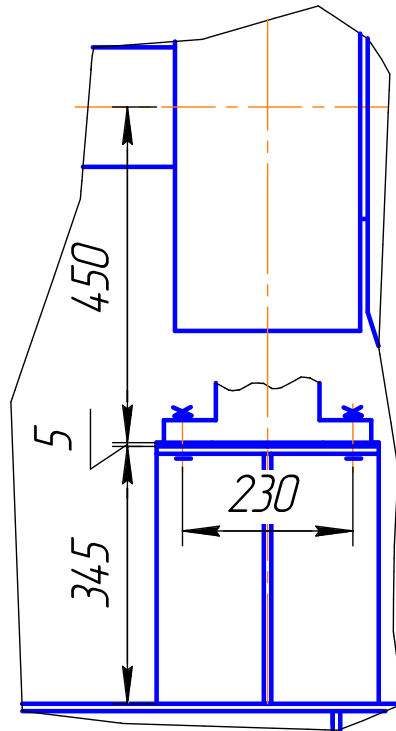


Рис 1.7 – Підставка під гальма

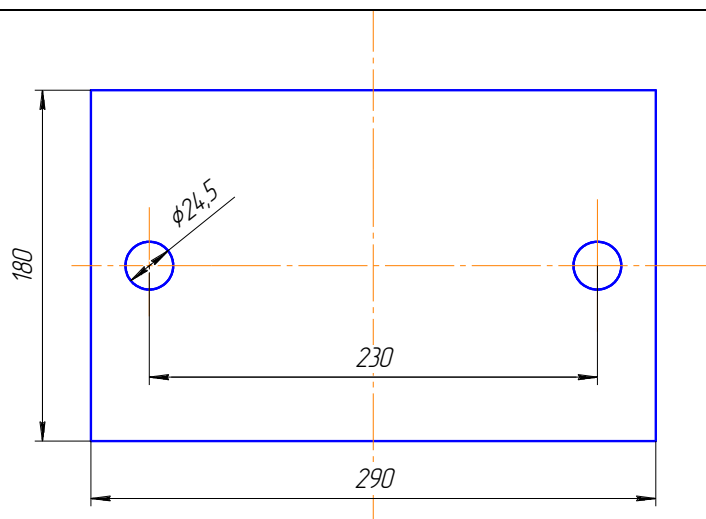


Рис 1.8 – Підкладка під гальма.

Кількість підкладок під гальма – 4, тобто по дві на кожне гальмо.

Через те, що креслення на редуктор відсутні, розмір «732» і довжину маточини шківів редуктора уточнити на місці

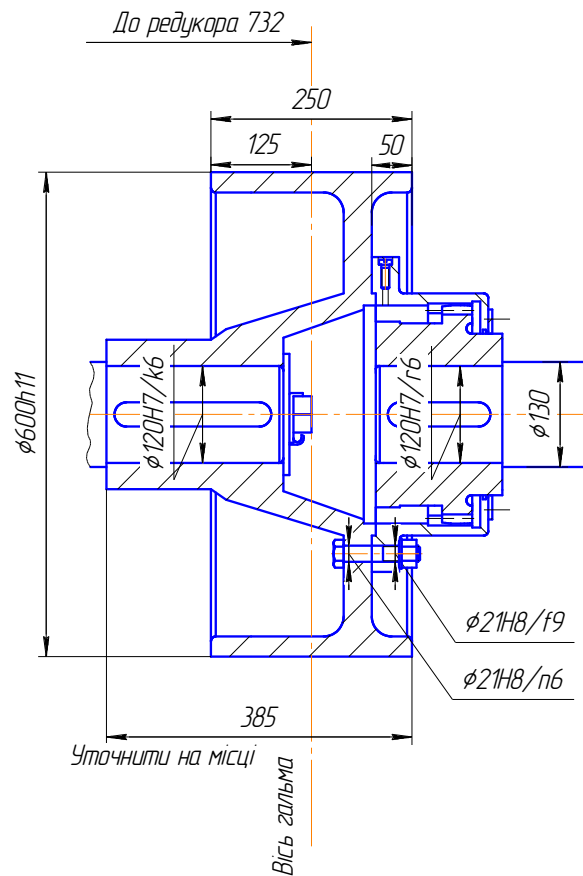


Рис 1.9 – Шків редуктора

Підставки під електродвигун та гальмо, а також кожух промвалу приварити до настилу візка по контуру прилягання деталей суцільним нормальним швом згідно з ГОСТ 5264-80. Катет шва 6мм. Зварювання вести електродом Э-42 ГОСТ 9467-80

2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

2.1 Схема механізму пересування візка

Існуюча схема механізму пересування візка.

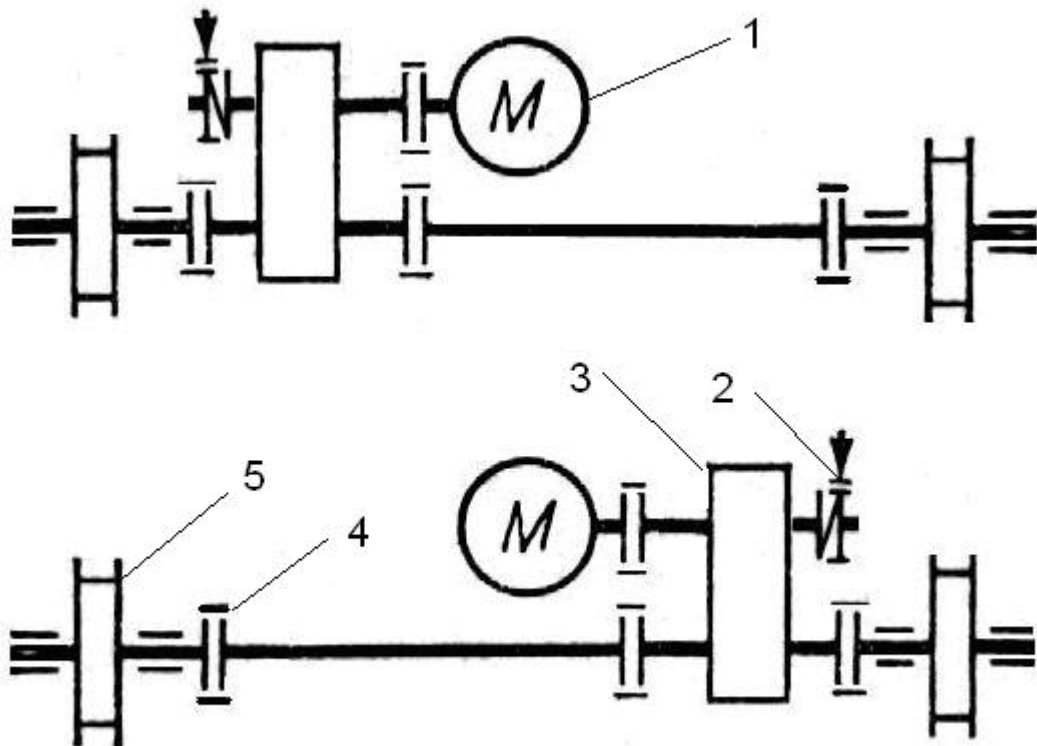


Рисунок 2.1 – Кінематична схема механізму пересування візка

1 – двигун, 2 – гальма, 3 – редуктор, 4 – муфта, 5 – колесо.

2.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Максимальне навантаження на ходове колесо візка вказано в таблиці 12

Згідно цієї таблиці тиск на колеса зі сторони кабіни дорівнює 37т., а

з іншого боку – 31,5т.

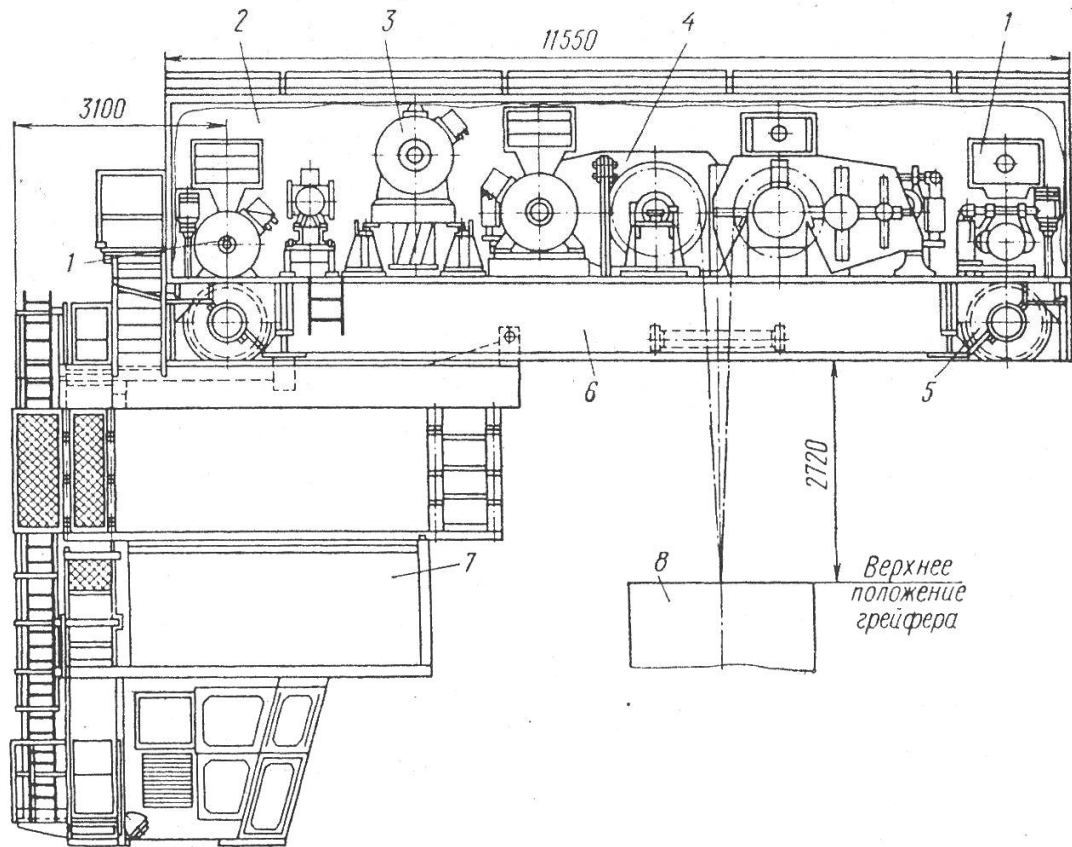


Рисунок 2.2 – Візок крана:

1-мех. пересування; 2-машинне відділення; 3-преобразующий агрегат;
4-грейферна лебідка; 5-ходове колесо; 6-рама; 7-кабіна; 8-грейфер.

2.3 Вибір ходових коліс

Ходові колеса вибирають по ГОСТ 28648 – 90 з урахуванням максимального навантаження (370 кН), швидкості пересування (3,3 м/с) та групи режиму роботи (Т) механізму.

Колесо К2Р - 900 х 130 ГОСТ 28648 – 90

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d=(0.25...0.3)D_k=(0,2...0,3) \cdot 900=180...270 \text{ мм.}$$

Діаметр цапфи рівний $d = 200 \text{ мм.}$

Матеріал коліс – Сталь 65Г по ГОСТ 1050-74,

$$[\sigma_{\text{кон}}] = 750 \text{ МПа, при ПВ= 60\% (табл. V.2.46 [1])}$$

При лінійному контакті, коли колесо котиться по плоскому рельсу, контактні напруження в ободі $\sigma_{\text{кон}}$, МПа,

$$\sigma_{\text{кон}} = \alpha_1 \sqrt{\frac{k_T \cdot P}{b \cdot (D/2) \cdot 10}} \leq [\sigma_{\text{кон}}],$$

де $\alpha_1 = 60$ при сталюму колесі; $b = 9$ см – довжина лінії контакту, см;

P – розрахунковий тиск колеса на рельс, Н; D – діаметр колеса, см.

k_T – коефіцієнт поштовхів,

$$k_T = 1.03 + av = 1.03 + 0.002 \cdot 200 = 1.43,$$

де a – коефіцієнт, що дорівнює 0,002 при відкритих стиках рельсів,

$v = 200$ м/хв. швидкість пересування.

$$\sigma_{\text{кон}} = 60 \sqrt{\frac{1.43 \cdot 280000}{9 \cdot (90/2) \cdot 10}} = 596.5 \leq [750], \text{ МПа.}$$

2.4 Опір пересування візка

Максимальний опір пересування візка, встановленого на відкритому повітрі, Н

$$W = W_{TP} + W_y + W_I + P_B \quad (2.2)$$

$$W = 16714 + 2740 + 41100 + 13036 = 73590 \text{ Н}$$

де W_{TP} – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візка крану, Н;

$$W_{TP} = 10^4 (Q + G) \cdot \frac{(\mu d + 2f)}{D} \cdot K_p \quad (2.3)$$

$$W_{TP} = 10^4 \cdot (105 + 32) \cdot \frac{(0.015 \cdot 200 + 2 \cdot 0.7)}{900} \cdot 2.5 = 137 \cdot 10^4 \cdot 0.0122 = 16714 \text{ Н}$$

де Q та G – номінальна вантажопідйомність та маса візка, т;

f – коефіцієнт тертя кочення, $f = 0,7$ мм; (значення приведені у [1] табл. VI.3.2)

$\mu=0,015$ -коефіцієнт тертя підшипників, що приведений до цапфи колеса.

$K_p=2,5$ –коефіцієнт, що враховує тертя реборд та ступить коліс.

W_y – Опір руху від уклону шляху, Н

$$W_y = (Q + G_B) \cdot i, \quad (2.4)$$

Де i приймають для візків на мосту крану – 0,002.

$$W_y = (Q + G_B) \cdot i = 10^4 (32 + 105) \cdot 0.002 = 2740 \text{ Н}$$

W_i – опір руху від дії сил інерції, Н

$$W_i = (Q + G) \cdot a \quad (2.5)$$

де $a = 0,3 \text{ м/с}^2$ – рекомендоване прискорення.

$$W_i = 10^3 (32 + 105) \cdot 0.3 = 41100 \text{ Н}$$

P_B –вітрове навантаження, Н. Розрізняють максимальне вітрове навантаження робочого та неробочого стану крана P_{BII} та P_{BIII} (II та III розрахункові випадки навантаження), а також середнє навантаження вітру робочого стану P_{BI} , для визначення потужностей електродвигунів механізмів.

$$P_e = \Sigma(p_e \cdot F_n) \quad (2.6)$$

де p_e - розподілений тиск вітру в даній зоні висоти, Н/м²;

$$p_B = q k s n \quad (2.7)$$

$$p_B = 125 \cdot 1.32 \cdot 1.2 \cdot 1 = 198 \text{ Па} \text{ – робочий стан}$$

$$p_B = 450 \cdot 1.32 \cdot 1.2 \cdot 1 = 712.8 \text{ Па} \text{ – неробочий стан}$$

де q - динамічний тиск вітру, що приймається згідно с табл.3 додатку II.1 для

робочого стану(незалежно від району, де встановлений кран);та с табл. 2 додатку II.1 для неробочого стану(в залежності від району де встановлений кран).

k - коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску по висоті, приймається по табл. 1 ГОСТ 1451-77 з урахуванням примітки 1, в якій зазначено, що при установці кранів в містах, включно окраїни, в лісових масивах та інших місцевостей, покритих перепонами висотою більш 10 м, допустимо знижувати значення коефіцієнта k в межах висоти: 20-60 м – на 15%

тобто:

$$k = 1.55 \cdot 0,85 = 1.3175 \text{ при висоті } 40 \text{ м.}$$

c – коефіцієнт аеродинамічної сили, що приймається згідно додатку 1 ГОСТ 1451-77,

n – коефіцієнт перевантаження, для робочого стану, приймається рівним 1 незалежно від методу розрахунку, а для нерабочого стану при розрахунку конструкції крана по методу предільного стану – 1,1, а по методу допускних навантажень – 1.

F_n – розрахункова площа (нетто) конструкції та вантажу, що визначається з таблиць додатків 1 та 2 к ГОСТ 1451-77 (дивись додаток II.1).

$$\text{В данному випадку } F_n = F_v + F_t + F_e + F_k + F_{\text{вант}},$$

де F_v - навітряна площа візка, м^2 ;

$$F_v = a \cdot (b + c) = 5,215 \cdot (2,250 + 0,980) = 16,84 \text{ м}^2,$$

F_t - навітряна площа токозйомника, м^2 ;

$$F_t = d \cdot e = 2,700 \cdot 2,654 = 7,1 \text{ м}^2,$$

F_e – навітряна площа приміщення з електрообладнанням, м^2 ;

$$F_e = f \cdot g = 6,760 \cdot 2,420 = 16,3 \text{ м}^2,$$

F_k - навітряна площа кабіни, м^2 ;

$$F_k \approx d \cdot (h - (e + g)) = 2,700 \cdot (7,102 - (2,654 + 2,420)) = 5,4$$

$F_{\text{вант}}$ - навітряна площа вантажу, що приймається по фактичним даним, або за додатком 2 ГОСТу 1451-77, в залежності від вантажапідйомності.

$$F_{\text{вант}} = 20 \text{ м}^2$$

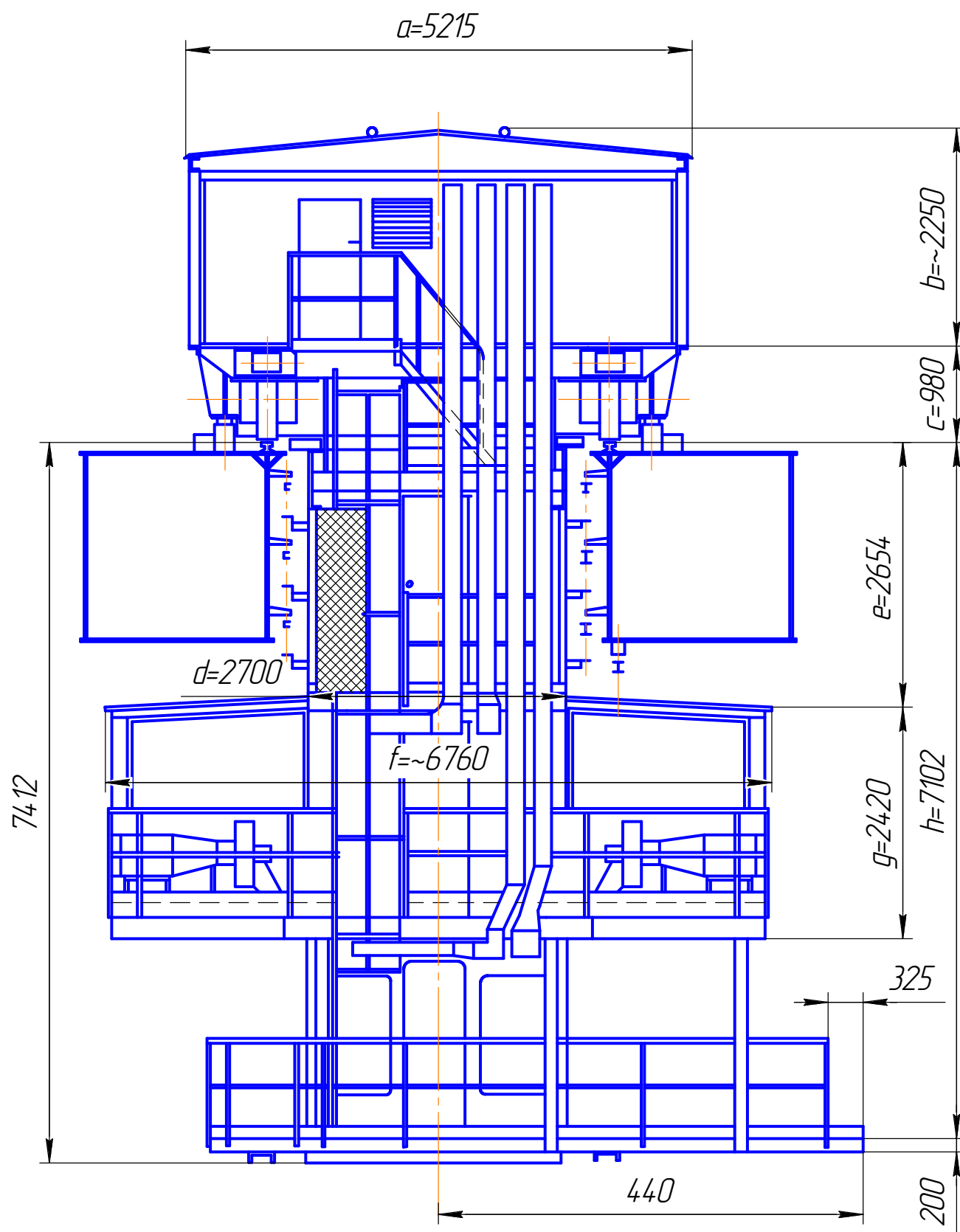


Рисунок 2.2 Візок грейферного крана.

$$F_H = 16,84 + 7,1 + 16,3 + 5,4 + 20 = 65,84 \text{ м}^2$$

$$P_{\text{вII}} = 198 \cdot 65,84 = 13036,3, \text{ Н} - \text{опір робочого стану}$$

$$P_{\text{вIII}} = 712,8 \cdot 65,84 = 46930,7, \text{ Н} - \text{опір неробочого стану}$$

Для визначення потужності електродвигунів механізмів використовують середнє навантаження вітру, що дорівнює

$$P_{\text{вI}} = 0,6 \cdot P_{\text{вII}} \quad (2.8)$$

$$P_{\text{вI}} = 0,6 \cdot 13036,3 = 7821,7, \text{ Н}$$

$$W_I = 16714 + 2740 + 41100 + 7821,7 = 68375,7 \text{ Н}$$

2.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана або візка, кВт

$$P = \frac{W_{\text{мр}} + P_{\text{вI}} + (1,1 \dots 1,3) F_u}{10^3 \eta_3 \psi} \cdot v \quad (2.9)$$

$$P = \frac{16714 + 7821 + 1,1 \cdot 82200}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 2} \cdot 3,3 = 223 \text{ кВт}$$

де W - опір руху крана або візка, Н;

V - швидкість руху крана або візка, м/с ;

η_3 - ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0,8 \dots 0,9$;

$\psi = 1,8 \dots 2,0$ – середня кратність пускового моменту двигуна.

F_H - сила інерції, Н :

$$F_H = (m_B + Q)v / t_p = 137 \cdot 10^3 \cdot 3,3 / 5,5 = 82200 \text{ Н}$$

Оскільки двигунів два, тому навантаження на один двигун , з урахуванням нерівномірного розподілу потужності дорівнюватиме:

$$N_{\text{ос}} = 0,55 \cdot N = 0,55 \cdot 223 = 123 \text{ кВт}$$

За каталогом вибирають електродвигун постійного струму типу Д-816.

Згідно з ІНФОРМЕЛЕКТРО 01.31.01-94 цей двигун в умовах захисного виконання з незалежною вентиляцією в режимі S1 має такі параметри:

Таблиця 2.1 Параметри двигуна

Параметр	Значення
Потужність P_{∂} , кВт	150
Частота обертання n_{∂} , хв. ⁻¹	470
Сила струму I_n , А	440
Момент інерції ротора, кг·м ²	16,25

2.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (2.10)$$

де n_d - частота обертання вала двигуна, хв.⁻¹;

n_K - частота обертання ходового колеса візка

$$\text{або візка, хв}^{-1} \quad n_K = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 3.3}{\pi \cdot 0.9} = 70.04 \text{ хв}^{-1};$$

ω_d - кутова швидкість валу двигуна, с.⁻¹;

ω_K - кутова швидкість колеса, с.⁻¹;

V - швидкість руху, м/с;

D - діаметр ходового колеса, м.

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{700}{70.04} = 9.99$$

Редуктори механізму пересування крана або візка вибирають по розрахунковій потужності на швидкохідному валі, передаточному числу, частоті обертання вала двигуна з урахуванням режиму роботи.

В даному випадку редуктор заводу виробника залишаємо незмінним, але якщо така необхідність виникне, то редуктор повинен задовольняти наступним вимогам :

$$n=735 \text{ хв}^{-1}$$

$$U_{\phi}=10$$

$$P_p = 125 \text{ кВт}$$

Відхилення ΔV фактичної швидкості пересування візка V_ϕ від заданої V не повинні перевищувати $\pm 5\%$

$$\Delta V = \left| \frac{V - V_\phi}{V} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{3.3 - 3.298}{3.3} \right| \cdot 100\% = 2.3\% \leq 5\% \quad (2.11)$$

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{U_p \cdot 60} = \frac{3.141 \cdot 0.9 \cdot 700}{10 \cdot 60} = 3.298 \text{ м/с}$$

2.7 Вибір муфти

Муфту обирають по найбільшому діаметрі кінців з'єднувальних валів. Потім перевіряють міцність муфти за формулою

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 777.73 \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 1213.26 \leq T_M^{max} \quad (2.12)$$

де: $T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_\phi}{\pi \cdot n_d} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 57}{3.141 \cdot 700} = 777.73 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму

$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M$ - найбільший короткочасний момент.

За моментом підбираємо для з'єднання вала двигуна з швидкохідним валом редуктора муфту з умовним позначенням:

Муфта зубчаста №8 ГОСТ 5006-55

Параметри муфти :

Найбільший крутний момент.....23600Н·м

Момент інерції муфти.....2,25кг·м

Маса муфти.....146 кг

Частота обертання 1900об/хв.

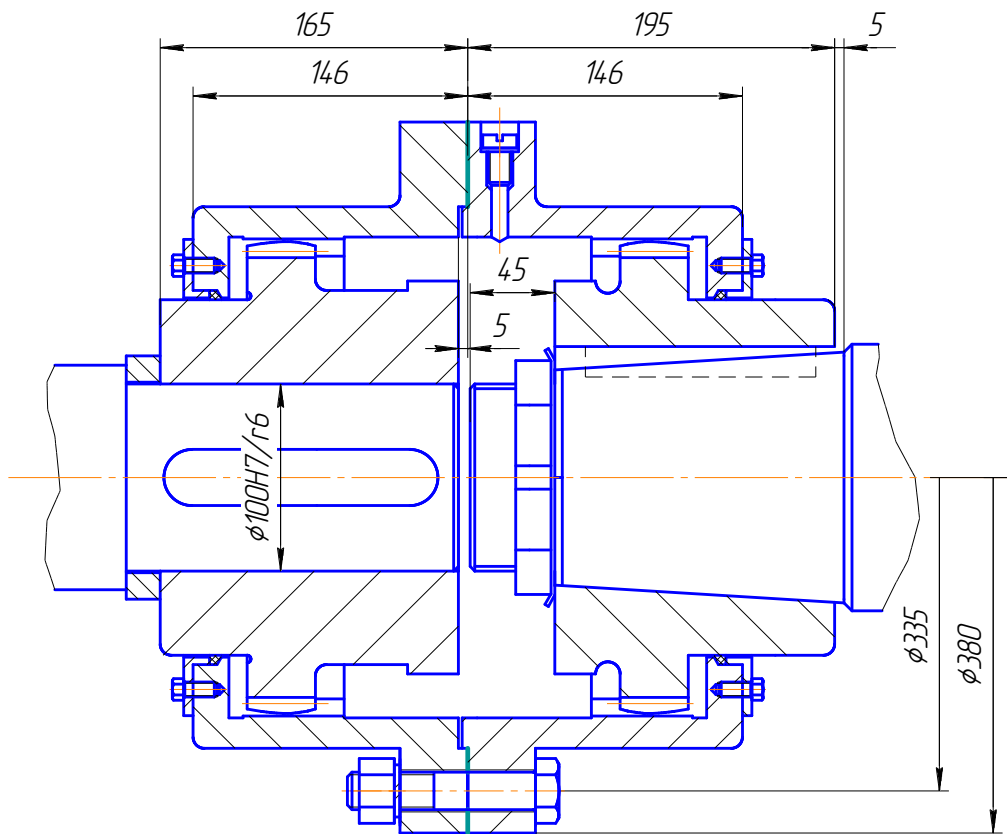


Рис 2.3 - Зубчата муфта

2.8 Вибір гальм

Гальма вибираються та регулюються за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні візка.

Необхідний гальмівний момент, Н·м:

$$T_T = \frac{(W_{ин} + W_{ук} + W_{в} - W_{тр})D \cdot \eta}{2U_{общ}} = \frac{(82200 + 2740 + 13036,32 - 16714) \cdot 0,9 \cdot 0,85}{2 \cdot 10} = 3107 \quad (2.13)$$

Оскільки приводів два то $T'_T = \frac{T_T}{Z_n} = 3107/2 = 1553$, Н·м - необхідний гальмівний момент одного гальма.

де Z_n – число приводів.

Обираємо гальма ТКП – 500 при паралельній котушці збудження з гальмівним моментом $T_T = 1780$ Н·м при ПВ 40% та налаштовуємо на необхідний момент.

2.9 Перевірка електродвигунів за часом пуску.

1. Час розгону візка з вантажем:

$$t_p = \frac{I_{np} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T_{cm}} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} \partial e \ I_{np} &= Z_n \cdot \delta(I_p + I_m) + 10^3 \frac{(Q + G)D^2}{4i_p^2 \cdot \eta} = 2 \cdot 1.2(16.25 + 2.25) + 10^3 \frac{(32 + 105) \cdot 0.9^2}{4 \cdot 10^2 \cdot 0.85} = \\ &= 44.4 + 326.4 = 370.8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\partial e}}{30} = \frac{3,141 \cdot 700}{30} = 73,29, \text{ с}^{-1} - \text{частота обертання швидкохідного валу};$$

$$T_{cm} = \frac{W_{mp} \cdot D_{\kappa}}{2i_p \cdot \eta} = \frac{16714 \cdot 0.9}{2 \cdot 10 \cdot 0.85} = 885 \text{ Н}, - \text{момент сил тертя};$$

$$T_n^{cp} = \psi \frac{10^3 P_{\partial e}}{\omega} = 2 \cdot \frac{10^3 \cdot 150}{73,29} = 4093 \text{ Н}, \quad - \quad \text{середньо} \quad \text{пусковий} \quad \text{момент} \\ \text{електродвигуна.}$$

$$t_p = \frac{I_{np} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T_{cm}} = \frac{370.8 \cdot 73,29}{2 \cdot 4093 - 885} = 3.7 \text{ с.} < [5...6 \text{ с.}]$$

2. Час розгону порожнього візка

$$t_p^{nop} = \frac{I'_{nop} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T'_{cm}} = \frac{332.4 \cdot 73,29}{2 \cdot 4093 - 781} = 3.28 \text{ с.} < [5...6 \text{ с.}]$$

$$\begin{aligned} \partial e \ I'_{nop} &= Z_n \cdot \delta(I_p + I_m) + 10^3 \frac{G \cdot D^2}{4i_p^2 \cdot \eta} = 2 \cdot 1.2(16.25 + 2.25) + 10^3 \frac{121 \cdot 0.9^2}{4 \cdot 10^2 \cdot 0.85} = \\ &= 44.4 + 288 = 332.4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}$$

$$T'_{cm} = T_{cm} \frac{G}{Q + G} = 885 \cdot \frac{121}{137} = 781 \text{ Н} - \text{момент сил тертя порожнього візка.}$$

2.10 Перевірка запасу зчеплення

Перевірка запасу зчеплення здійснюється по формулі:

$$K_{зч} = \frac{R_{np}^{\min} \cdot \varphi}{W'_{mp} + W'_{ин} - W'_{np}} \quad (2.15)$$

де $R_{np}^{\min}$ - навантаження на привідні колеса. В данному випадку привідні колеса сприймають навантаження 121 т.

$$W'_{mp} = W_{mp} \cdot \frac{G}{Q + G} = 16714 \cdot \frac{121}{137} = 14762 \text{ Н}$$

$$W'_{ин} = G \cdot \frac{v}{t_p^{nop}} = 10^3 \cdot 121 \cdot \frac{3,3}{3,28} = 121737 \text{ Н}$$

$$W'_{np} = R_{np}^{\min} \cdot \frac{\mu \cdot d_u}{D} = 10^4 \cdot 121 \cdot \frac{0,015 \cdot 250}{900} = 5041,6 \text{ Н}$$

$$K_{зч} = \frac{R_{np}^{\min} \cdot \varphi}{W'_{mp} + W'_{ин} - W'_{np}} = \frac{121 \cdot 10^4 \cdot 0,12}{14762 + 121737 - 5041,6} = 1,104 > 1,1 - \text{умова виконується.}$$

2.11 перевірка двигуна на нагрів.

Перевірку двигуна по нагріву виконується по формулі:

$$N_{25} = k \cdot N_{екв} \quad (2.16)$$

де : N_{25} – необхідна номінальна потужність електродвигуна в кВт при ПВ 25%

k – коефіцієнт режиму роботи, при ПВ 60% $k=1,0$

Якщо цикл роботи невідомий, то еквівалентну потужність можна визначити так:

$$N_{екв} = \gamma \cdot N_{ст} \quad (2.17)$$

де γ – коефіцієнт еквівалентності, що визначається по або рис 2.4 в залежності від відношення часу пуску до часу середньої робочої операції t_p .

$$t_p = \frac{L_{раб}}{v} = \frac{48,1}{3,3} = 14,5 \text{ с, де}$$

$L_{раб}$ – середній робочий шлях, м:

$$L_{раб} \approx 0,5L = 48,1 \text{ м}$$

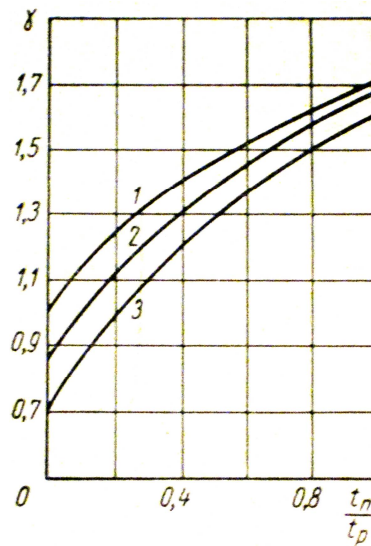


Рис 2.4 – Вплив пускових режимів на потужність $N_{екв}$:

- 1- механізм пересування мостів кранів, перевантажувачів та візків магнітних, грейферних кранів, механізми повороту стрілових кранів;
- 2 – механізми підйому грейферних та магнітних кранів, механізми пересування крюкових кранів;
- 3-механізми підйому крюкових кранів

v – номінальна пересування візка швидкість, м/с.

$$\frac{t_n}{t_p} = 0.22, \gamma = 1.3$$

$$N_{екв} = 1.3 \cdot 123 = 160 \text{ кВт}$$

$$N_{25} = 160 \text{ кВт}$$

2.12 Особливості проектування механізму пересування візка.

Для більшої жорсткості двигуна були виконані наступні дії: місце під підставку двигуна зрізали приблизно на 80 мм, встановили підставку під електродвигун висотою 105 мм, а потім під лапи двигуна встановили підкладки 180x180 мм, $\delta=5$ мм та приварили до них квадратні упори висотою 40 мм.

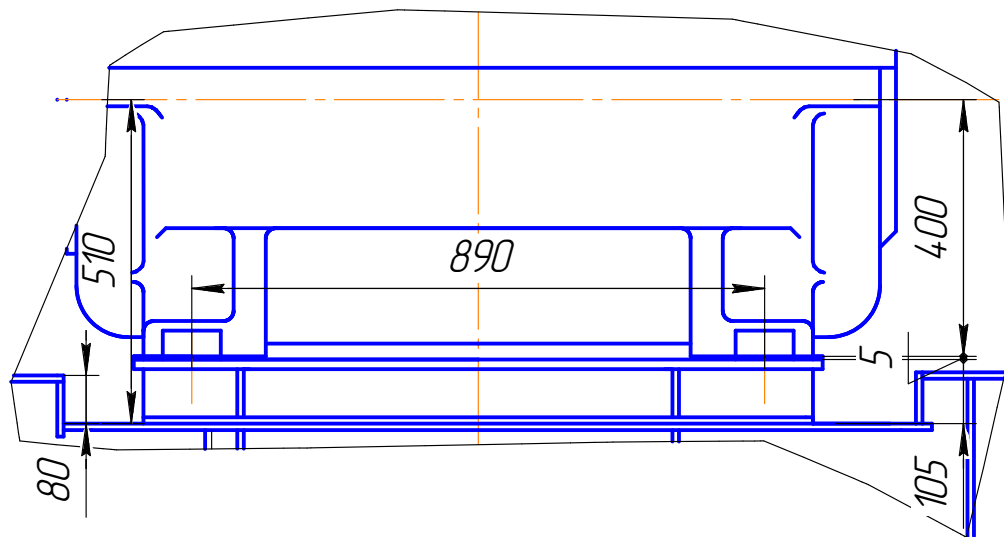


Рис 2.5 Підставка під електродвигун.

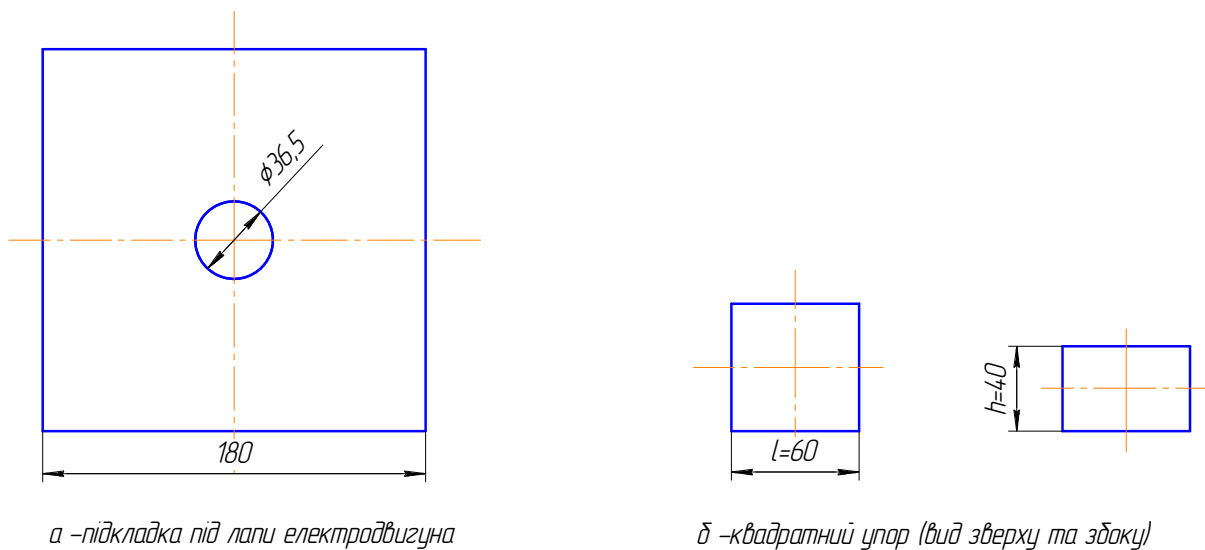


Рис 2.6 - Основні розміри підкладки та квадратного упору.

Висота гальм дорівнює 380 мм, висота вісі швидкохідного валу складає 430 мм тобто висота підставки складає 50 мм. Як і в першому випадку встановлюємо додаткову підкладку під гальма $\delta=5$ мм. А висота підставки дорівнюватиме 45 мм.

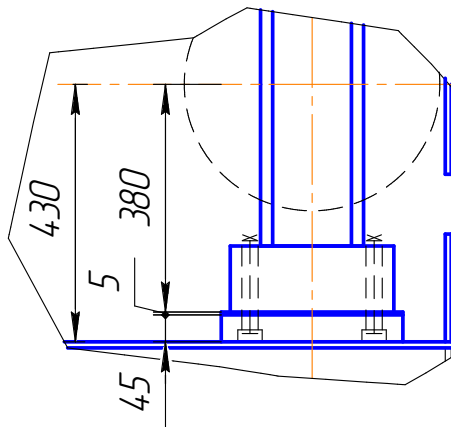


Рис 2.7 – Підставка під гальма.

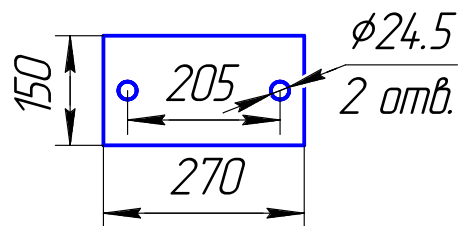


Рис 2.8 – Підкладка під гальма.

Через відсутність креслень на редуктор, розмір «505» уточнити на місці, існуюче кільце $\phi 130/101 \delta=40$ мм за необхідністю урізати.

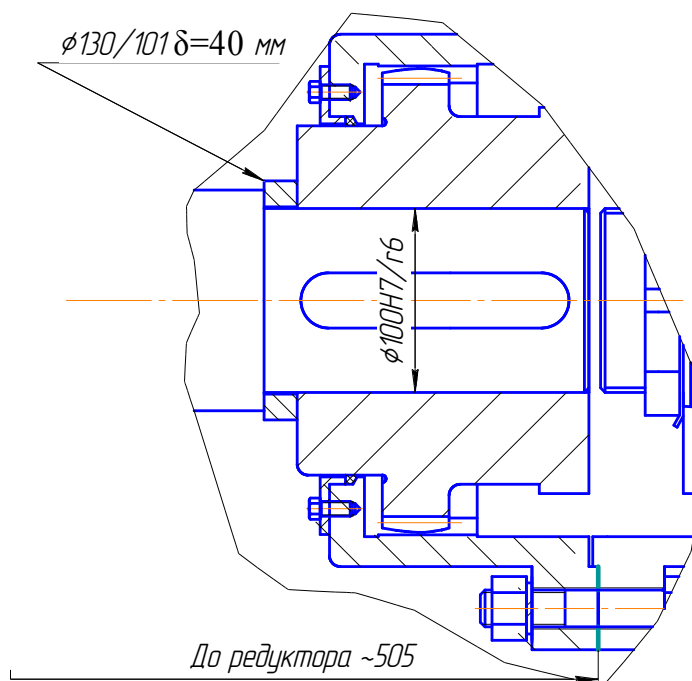


Рис 2.8 – Вузол з'єднання муфти та валу редуктора.

3.1 Схеми механізму пересування перевантажувача



46

3.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Максимальне навантаження на ходове колесо крана визначають за рівнянням моментів відносно опори В (рис. 3.3)

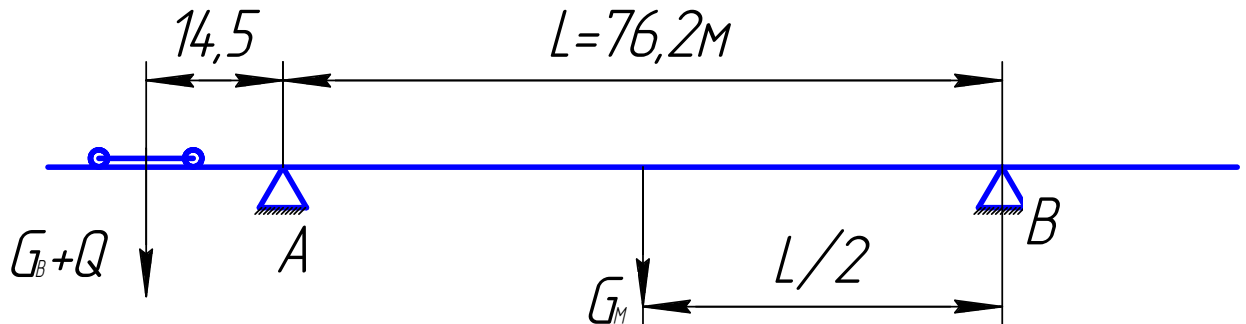


Рис 3.3 – Розрахункова схема.

$$R = \frac{0.5G_M \cdot L + (G_B + Q) \cdot (L + 14.5)}{L} 10^4 = \frac{0.5 \cdot 900 \cdot 76.2 + (105 + 32) \cdot (76.2 + 14.5)}{76.2} 10^4 = 6130695, H$$

де Q - вантажопідйомність, т;

$G_B = 105$ т. - маса візка.

G_M - маса мосту крана, т.

Значення $14,5$ мм – крайній робочий стан грейфера.

Оскільки на опорі 24 колеса, то навантаження на одне дорівнює:

$$R_1 = \frac{R}{24} = 255445, H$$

3.3 Вибір ходових коліс

Ходові колеса та горизонтальні ролики кранів вибирають по ГОСТ 28648 – 90. з урахуванням максимального навантаження (255445 H.), швидкості пересування ($0,5\text{ м/с}$) та групи режиму роботи механізму (ПВ 25%).

Вибираємо :

Колесо К1Р - 1000 ГОСТ 28648 – 90

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d=(0.25...0.3)D_k=(0,2...0,3) \cdot 1000=200...300 \text{ мм.}$$

Діаметр цапфи рівний $d = 250 \text{ мм.}$

Напруження σ , МПа, в контакті обода колеса та рельсу з випуклою головкою визначають по формулі [1]:

$$\sigma = 7500K \cdot K_f \sqrt[3]{\frac{K_d \cdot P}{D^2}},$$

де:

K – коефіцієнт, що залежить від відношення радіусу закруглення головки рельсу R до діаметра колеса D ;

$$R/D=500/1000=0,5; \text{ тоді } K = 0,143.$$

K_f - коефіцієнт, що враховує вплив дотичного навантаження на напрузі в контакті [1];

На відкритих площадках $K_f = 1,1$.

K_d – коефіцієнт динамічності пари колесо – рельс, що визначається за формулою :

$$K_d = 1 + av = 1 + 0.2 \cdot 0.5 = 0.1$$

v - номінальна швидкість пересування, м/с;

a - коефіцієнт, що залежить від жорсткості кранового шляху, с/м;

P – максимальна статичне навантаження на колесо, кН.

D – діаметр колеса, см.

$$\sigma = 7500K \cdot K_f \sqrt[3]{\frac{K_d \cdot P}{D^2}} = 7500 \cdot 0.143 \cdot 1.1 \sqrt[3]{\frac{0.1 \cdot 255.4}{100^2}} = 161.2 \text{ МПа}$$

Напруження σ , МПа, не повинні перевищувати допустимі навантаження $[\sigma_N]$ при приведеному числі обертів колеса N за терміном служби:

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[9]{10^4 / N}$$

де:

$[\sigma_0]$ – допустимі напруження при $N \leq 10^4$, МПа.

N- приведенне число обертів колеса за терміном служби

$$N = \Theta \cdot N_c = 0.49 \cdot 73353 = 35943,$$

де:

Θ - Коефіцієнт приведенного числа обертів

N_C – повне число обертів колеса за термін служби:

$$N_C = 3.6 \cdot 10^4 \frac{v_c}{\pi D} T_{\text{маш}} = 3.6 \cdot 10^4 \frac{0.4}{3.141 \cdot 100} \cdot 1600 = 73353$$

D – діаметр колеса, см;

v_c - усереднена швидкість пересування колеса, м/с:

$$v_c = \beta v = 0.8 \cdot 0.5 = 0.4$$

β - коефіцієнт, що залежить від відношення часу неустановленого руху

t_n до повного часу пересування t ;

v - номінальна швидкість пересування, м/с;

$T_{\text{маш}}$ – машинний час роботи колеса в годинах за термін його служби.

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[9]{10^4 / 35943} \geq \sigma$$

$$\sigma_0 \geq \frac{\sigma}{\sqrt[9]{10^4 / 35943}} = \frac{162}{0.86} = 186, \text{ МПа}$$

Тоді матеріал коліс можна вибрати Сталь 45, $[\sigma_0]=610$ МПа.

3.4 Опір пересування візка

Максимальний опір пересування крана або візка, встановлених на відкритому повітрі, Н

$$W = W_{TP} + W_y + W_I + W_B \quad (3.2)$$

де W_{TP} - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс кранів без горизонтальних роликів та візків всіх кранів, Н;

$$W_{TP} = 10^4 (Q + G) \cdot \frac{(\mu d + 2f)}{D} \cdot K_p \quad (3.3)$$

$$W_{TP} = 10^4 (32 + 1100) \cdot \frac{(0.015 \cdot 250 + 2 \cdot 1.2)}{1000} \cdot 1.1 = 1132 \cdot 10^4 \cdot 0.0067 = 75844 \text{ Н}$$

де Q та G - номінальна вантажопідйомність та маса крана, т;
 f - коефіцієнт тертя кочення, $f=1,2$;
 $\mu=0,015$ -коефіцієнт тертя підшипників, що приведений до цапфи колеса.
 $K_p=1,1$ –коефіцієнт, що враховує тертя реборд та ступиць коліс.

W_y – Опір руху від уклону шляху, Н

$$W_y = (Q + G_K) \cdot i, \quad (3.4)$$

Де i для козлових, порталних та стаперльних – 0,003;

$$W_y = (Q + G_B) \cdot i = 10^4 (32 + 1100) \cdot 0.003 = 33960 \text{ Н}$$

W_i – опір руху від дії сил інерції, Н

$$W_i = (Q + G_K) \cdot a \quad (3.5)$$

де $a=0,3 \text{ м/с}^2$ – рекомендоване прискорення для грейферного перевантажувача.

$$W_i = 10^3 (32 + 1100) \cdot 0.3 = 339600 \text{ Н}$$

W_B – опір руху від вітрового навантаження, Н.

$$W_B = p_B \cdot F_H \quad (3.6)$$

де p_B - розподілений тиск вітру в даній зоні висоти, Н/м²;

$$p_B = q k c n \quad (3.7)$$

$$p_B = 125 \cdot 1.32 \cdot 1.2 \cdot 1 = 198 \text{ Па} \text{ – робочий стан}$$

$$p_B = 450 \cdot 1.32 \cdot 1.2 \cdot 1 = 712.8 \text{ Па} \text{ – неробочий стан}$$

де: Q - динамічний тиск вітру, що приймається згідно с табл.3 додатку II.1 для робочого стану(незалежно від району, де встановлений кран);та с табл. 2 додатку II.1 для неробочого стану(в залежності від району де встановлений кран).

k - коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску по висоті приймається

по табл. 1 ГОСТ 1451-77(з урахуванням примітки 1)

$k = 1.55 - 15\% = 1.3175$ при висоті 40 м.

c – коефіцієнт аеродинамічної сили, що приймається згідно

додатку 1 ГОСТ 1451-77, або по приблизним значенням таблиці 3.5

n – коефіцієнт перевантаження, для робочого стану, приймається рівним 1 незалежно від методу розрахунку, а для нерабочого стану при розрахунку конструкції крана по методу предельного стану – 1,1, а по методу допускних навантажень – 1.

F_H – розрахункова площа (нетто) конструкції та вантажу, що визначається з таблиць додатків 1 та 2 к ГОСТ 1451-77 (дивись додаток II.1).

В данному випадку $F_H = F_M + F_B + F_{ж.о.} + F_{г.о.} + F_K + F_{вант} + F_{л.м.к.} + F_{п.м.к.}$,

де F_M - навітряна площа моста крана, m^2 ; $F_M = 2 \cdot (23,250 + 76,2 + 23,750) = 246,4 m^2$,

F_B - навітряна площа візка, m^2 ; $F_B = 3 \cdot (0,075 + 10 + 0,075) = 30,45 m^2$,

$F_{ж.о.}$ - навітряна площа жорсткої опори крана, m^2 ; $F_{ж.о.} = 24,2 \cdot 1 = 24,2 m^2$,

$F_{г.о.}$ – навітряна площа гнучкої опори крана, m^2 ;

$$F_{г.о.} = 32,4 \cdot 1 = 32,4 m^2,$$

F_K - навітряна площа кабіни, m^2 ; $F_K \approx 29,48$

$F_{вант}$ - навітряна площа вантажу, що приймається по фактичним даним, або за додатком 2 ГОСТу 1451-77, в залежності від вантажапідйомності.

$$F_{вант} = 20 m^2$$

$F_{л.м.к.}$ та $F_{п.м.к.}$ - навітряна площа лівого та правого монтажного відділення, m^2

$$F_{л.м.к.} = 6 \cdot 6 = 36 m^2; F_{п.м.к.} = 14,6 \cdot 8,3 = 121,18 m^2$$

$$F_H = 246,4 + 30,45 + 24,2 + 32,4 + 29,48 + 20 + 36 + 121,18 = 540,11 m^2$$

$$W_{\sigma} = 198 \cdot 540,11 = 106941,78, \quad H - \text{опір робочого стану}$$

$$W_{\sigma} = 712,8 \cdot 540,11 = 384990,4, \quad H - \text{опір нерабочого стану}$$

Для визначення потужності електродвигунів механізмів використовують середнє навантаження вітру, що дорівнює

$$W_{\text{вI}} = 0,6 \cdot W_{\text{в}} \quad (3.8)$$

$$W_{\text{вI}} = 0,6 \cdot W_{\text{в}} = 0,6 \cdot 106941.78 = 64165.01, \text{ Н}$$

$$W_{\text{I}} = 75844 + 33960 + 339600 + 64165.01 = 513569 \text{ Н}$$

3.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана, кВт

$$P = \frac{W_{\text{I}} \cdot V}{10^3 \eta_3 \psi} \quad (3.9)$$

$$P = \frac{W_{\text{I}} \cdot V}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{513569 \cdot 0.5}{10^3 \cdot 0.8 \cdot 1.6} = 200.6 \text{ кВт}$$

де W - опір руху крана або візка, Н;

V - швидкість руху крана або візка, м/с ;

η_3 - ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0.8 \dots 0.9$;

$\psi = 1.6 \dots 1.8$ – середня кратність пускового моменту двигуна.

Навантаження на один двигун, з урахуванням нерівномірного розподілу потужності дорівнюватиме:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{Z_n} = \frac{200.6}{12} = 16.7 \text{ кВт}$$

За каталогом вибирають електродвигун серії МТН, потужність якого, при ПВ = 25% 17кВт, частота обертання валу $n = 945$ об/хв.

Таблиця 3.1 Параметри двигуна

Параметр	Значення
Потужність P_d , кВт	17
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	945
Маса, кг	210
Момент інерції ротора, кг·м ²	0,312

3.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (3.10)$$

де n_d - частота обертання вала двигуна, хв.⁻¹;

n_K - частота обертання ходового колеса візка

$$\text{або візка, хв}^{-1} \quad n_K = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0.5}{\pi \cdot 1} = 9.551 \text{ хв}^{-1};$$

ω_d - кутова швидкість валу двигуна, с.⁻¹;

ω_K - кутова швидкість колеса, с.⁻¹;

V - швидкість руху, м/с;

D - діаметр ходового колеса, м.

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{945}{9.551} = 98.94$$

Редуктори механізму пересування крана або візка вибирають по розрахунковій потужності на швидкохідному валі, передаточному числу, частоті обертання вала двигуна з урахуванням режиму роботи.

В даному випадку редуктор заводу виробника залишаємо незмінним, але якщо така необхідність виникне, то редуктор повинен задовольняти наступним вимогам :

$$n=965 \text{ хв}^{-1}; U_{\phi}=98; P_p=13 \text{ кВт}$$

Більш за все цим вимогам задовольняє редуктор ВКУ-765М

Редуктор належить вибирати так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_ϕ від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \left| \frac{V - V_\phi}{V} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0.5 - 0.504}{0.5} \right| \cdot 100\% = 0.96\% \leq 5\% \quad (3.11)$$

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{U_p \cdot 60} = \frac{3.141 \cdot 1 \cdot 945}{98 \cdot 60} = 0.504 \text{ м/с}$$

3.7 Вибір муфти

Муфту обирають по найбільшому діаметрі кінців з'єднувальних валів. Потім перевіряють міцність муфти за формулою :

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 171.8 \cdot 1.2 \cdot 1.1 = 226.8 \leq T_M^{max} \quad (3.12)$$

де $T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_d}{\pi \cdot n_d} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 17}{3.141 \cdot 945} = 171.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму

$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M$ - найбільший короткочасний момент.

За діаметром підбираємо для з'єднання проміжного вала з швидкохідним валом редуктора муфту з умовним позначенням:

Півмуфта зубчаста МЗ-3-Н40 ГОСТ 50895-96

з параметрами:

Найбільший крутний момент.....3150Н·м

Момент інерції муфти.....0,25кг·м²

Маса муфти.....29,3 кг

Частота обертання 4000об/хв.

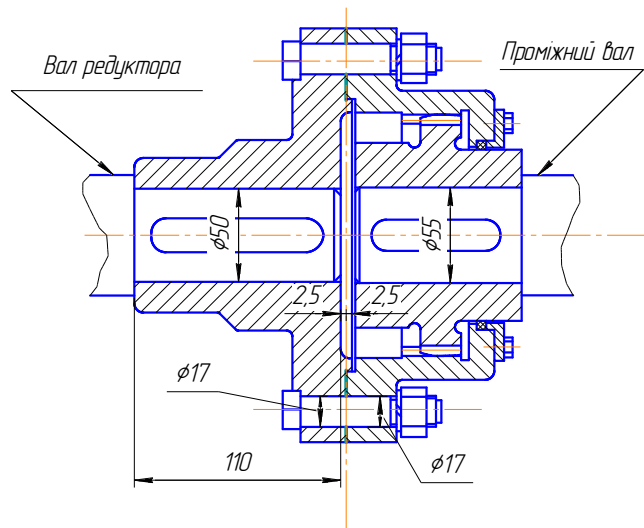


Рис 3.4 – Півмуфта МЗ-3

В ролі іншої піввмуфти, що з'єднує вал двигуна та проміжний вал виступає гальмівний шків, що має виконання у вигляді зубчатої півмуфти.

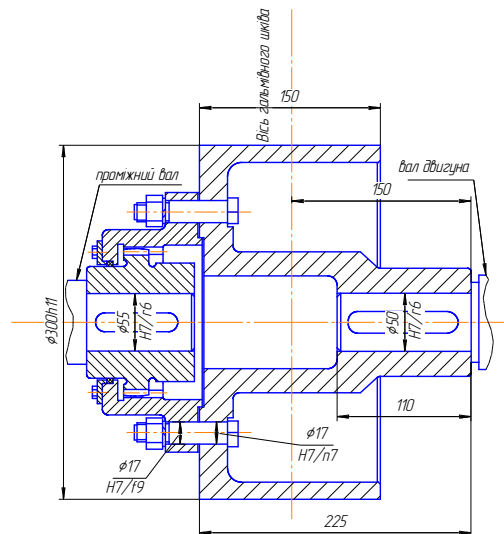


Рис 3.5 – Гальмівний шків.

3.8 Вибір гальм

Гальма вибираються та регулюються за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні вантажного крана, Н·м:

$$T_T = \frac{(W_{ин} + W_{ук} + W_{в} - W_{тр})D}{2U_{общ}} = \frac{(339600 + 33960 + 106941 - 75844) \cdot 1}{2 \cdot 98} = 2065$$

Гальмівний момент одного гальма, Н·м:

$$M'_Г = \frac{M_Г}{Z_n} = \frac{2065}{12} = 172$$

де Z_n – число приводів.

Обираємо гальма ТКП – 300 з гальмівним моментом $T_Г = 500$ Н·м
при ПВ 25%

3.9 Перевірка електродвигунів за часом пуску.

1. Час розгону крана з вантажем [2]

$$t_p = \frac{I_{np} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T_{cm}} \quad (3.14)$$

де :

I_{np} – приведений до валу електродвигуна маховий момент частин механізмів навантаженого крана, що обертаються, включаючи момент від частин, вантажем, що поступально рухаються, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

$$I_{np} = Z_n \cdot \delta(I_p + I_m) + 10^3 \frac{(Q + G)D^2}{4i_p^2 \cdot \eta} = 12 \cdot 1.2(0.312 + 0.25) + 10^3 \frac{(32 + 1100) \cdot 1^2}{4 \cdot 98^2 \cdot 0.8} = 3.912 + 36.83 = 40.74 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,141 \cdot 945}{30} = 98.94, \text{ с}^{-1} - \text{частота обертання швидкохідного валу};$$

$n_{\text{дв}}$ - кількість обертів за хвилину, об/хв;

$$T_{cm} = \frac{W_{mp} \cdot D_k}{2i_p \cdot \eta} = \frac{75844 \cdot 1}{2 \cdot 98 \cdot 0.8} = 483 \text{ Н}, - \text{момент сил тертя};$$

W_{mp} - опір від сил тертя, Н;

D_k - діаметр колеса, м;

i_p - передаточне число редуктора;

η - ККД механізму пересування;

$$T_n^{cp} = \psi \frac{10^3 P_{\text{дв}}}{\omega} = 1.6 \cdot \frac{10^3 \cdot 17}{98.94} = 275 \text{ Н}, - \text{середньо пусковий момент електродвигуна};$$

$P_{\text{дв}}$ - потужність двигуна за каталогом, кВт;

ψ - кратність пускового моменту;

Z_n – кількість приводів;

$$t_p = \frac{I_{np} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T_{cm}} = \frac{40.74 \cdot 98.94}{12 \cdot 275 - 483} = 4.43 \text{ с.} < [8 \dots 10 \text{ с.}]$$

Середнє прискорення при розгоні крана буде дорівнювати :

$$a_{cp} = \frac{v}{t_p} = \frac{0.5}{4.43} = 0.11 \text{ м/с}$$

2. Час розгону порожнього крана

$$t_p^{nop} = \frac{I'_{nop} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T'_{cm}} = \frac{39.702 \cdot 98.94}{12 \cdot 275 - 470} = 4.38 \text{ с.} \leq [8 \dots 10 \text{ с.}]$$

де:

I'_{nop} – приведений до валу електродвигуна маховий момент частин механізмів порожнього крана, що обертаються, включаючи момент від частин, вантажем, що поступально рухаються, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

$$I'_{nop} = Z_n \cdot \delta(I_p + I_m) + 10^3 \frac{G \cdot D^2}{4i_p^2 \cdot \eta} = 12 \cdot 1.2(0.312 + 0.25) + 10^3 \frac{1100 \cdot 1^2}{4 \cdot 98^2 \cdot 0.8} = 3.912 + 35.79 = 39.702 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$T'_{cm} = T_{cm} \frac{G}{Q + G} = 483 \cdot \frac{1100}{32 + 1100} = 470 \text{ Н} - \text{момент сил тертя від ненавантаженого крана.}$$

3.10 Перевірка запасу зчеплення

Перевірка запасу зчеплення виконується за формулою:

$$K_{зч} = \frac{R_{np}^{\min} \cdot \varphi}{W'_{mp} + W'_{ин} - W'_{np}} \quad (3.15)$$

де $R_{np}^{\min}$ - навантаження на привідні колеса. В даному випадку привідні колеса сприймають навантаження $R_{np}^{\min} = 0.5 \cdot G_K = 0.5 \cdot 1100 = 550$ Т.

W'_{mp} - опір руху від сил тертя порожнього крану, Н

$$W'_{mp} = W_{mp} \frac{G}{Q + G} = 75844 \cdot \frac{1100}{32 + 1100} = 73700 \text{ Н}$$

$W'_{ин}$ - опір руху від сил інерції порожнього крану, Н

$$W'_{ин} = G \cdot \frac{v}{t_p^{nop}} = 10^3 \cdot 1100 \cdot \frac{0.5}{1.38} = 398550.72 \text{ Н}$$

W'_{np} - опір руху від навантаження на приводні колеса, Н

$$W'_{np} = R_{np}^{\min} \cdot \frac{\mu \cdot d_u}{D} = 10^4 \cdot 550 \cdot \frac{0.015 \cdot 250}{1000} = 20625 \text{ Н}$$

$$K_{зч} = \frac{R_{np}^{\min} \cdot \varphi}{W'_{mp} + W'_{ин} - W'_{np}} = \frac{550 \cdot 10^4 \cdot 0.12}{73700 + 398550.72 - 20625} = 1.46 > 1.1 - \text{умова виконується.}$$

4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД МОДЕРНІЗАЦІЇ ПЕРЕВАНТАЖУВАЧА

Розрахунок річного економічного ефекту від використання нових засобів праці довгочасового використання з покращеними якісними характеристиками:

$$E = \left[C_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - C_2 \right] \cdot A_2 \quad (4.1)$$

де $A_2 = 1$ – річний об'єм введення нових машин, один.

$C_1 = 3\,800\,000$ грн. – вартість одиниці базового крану,

$C_2 = 4\,000\,000$ грн. – вартість одиниці нового крану,

$\frac{B_2}{B_1} = \frac{32}{32} = 1$ – коефіцієнт врахування збільшення продуктивності одиниці

нового крану по відношенню до базового,

$$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} = \frac{0.04 + 0.15}{0.04 + 0.15} = 1 \text{ – коефіцієнт врахування зміни терміну} \quad (4.2)$$

використання нової машини порівняно із базовою,

де P_1, P_2 – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базової та нової машини відповідно,

$$P_1 = P_2 = 1/T = 1/25 = 0.04, \quad (4.3)$$

де $T_1 = T_2 = 25$ років – термін експлуатації відповідно базової та нової машини,

$E_n = 0.15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ,

$$\frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} \text{ – економія споживача на поточних витратах}$$

експлуатації та відрахуваннях капітальних вкладень за весь термін експлуатації нової машини порівняно із базовою,

де I'_1, I'_2 – річні експлуатаційні витрати споживача при використанні відповідно базової та нової машини в розрахунку на об'єм продукції (роботи), що виконується за допомогою нової машини, грн.

$$I'_1 = 3_{3П} + 3_A + 3_E + 3_P, \quad (4.4)$$

де $Z_{3П}$ – річні витрати на заробітну платню,

$$Z_{3П} = \kappa \cdot n \cdot \Phi \cdot C_{\text{ч}} \cdot K_n, \quad (4.5)$$

де $n = 3$ – кількість робочих в одній зміні,
 $\kappa = 2$ – кількість змін,
 $\Phi = 2012 \text{ год.}$ – річний фонд робочого часу,
 $C_{\text{ч}} = 4,4 \text{ грн.}$ – часова тарифна ставка,
 $K_n = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування,

$$Z_{3П} = 3 \cdot 2 \cdot 2012 \cdot 1,5 \cdot 4,4 = 79\,675 \text{ грн.}$$

Z_A – сума амортизаційних відрахувань,

$$Z_A = a_{\kappa} \cdot Ц \quad (4.6)$$

де $a_{\kappa} = 4 \%$ – норма на капітальний ремонт ,

$Ц$ – вартість машини,

$$Z_A = 0,04 \cdot 3\,800\,000 = 152\,000 \text{ грн.}$$

Z_E – річні витрати на електроенергію,

$$Z_e = Ц \cdot \Phi \cdot K_{\text{в}} \cdot K_{\text{м}} \cdot 0,01 \cdot ПВ \cdot P_{\text{м}}, \quad (4.7)$$

де $Ц = 0,248 \text{ грн.}$ – вартість 1 кВт/год. електроенергії,

$K_{\text{в}} = 0,2 \dots 0,5$ – коефіцієнт використання календарного фонду часу машини [14],

$K_{\text{м}} = 0,4 \dots 0,7$ – коефіцієнт використання потужності,

$ПВ = 60 \%$ - тривалість включення для важкого режиму,

$P_{\text{м}} = 650 \text{ кВт}$ – потужність всіх електродвигунів, ПВ 60%

$P_{\text{м}} = 156 \text{ кВт}$ - потужність всіх електродвигунів, ПВ 40%

$$Z_{E60} = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,6 \cdot 0,01 \cdot 60 \cdot 650 = 45200 \text{ грн.}$$

$$Z_{E40} = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,3 \cdot 0,4 \cdot 0,01 \cdot 40 \cdot 156 = 2260 \text{ грн}$$

$$Z_E = Z_{E60} + Z_{E40} = 47460 \text{ грн}$$

Z_P – витрати на ремонт та технічне обслуговування крану,

$$Z_P = Z_{mo} + Z_{\text{м}}, \quad (4.8)$$

де Z_{mo} – витрати на ремонт та технічне обслуговування,

$$Z_{mo} = C_p \cdot Ч_{\text{ср}} \cdot K_n \cdot t_p, \quad (4.9)$$

де $C_p = 1,2$ – середня годинна ставка ремонтного робочого,
 $Ч_{cp} = 4,1$ – середній тарифний розряд ремонтних робіт,
 $K_n = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування ,

$t_p = 1230$ год. – річна трудомісткість ТО і Р для мостового перевантажувача ,

$$З_{то} = 1,2 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 9077 \text{ грн.}$$

$З_m$ – витрати на матеріали,

$$З_m = З_{то} \cdot K_m, \quad (4.10)$$

де $K_m = 0,2 \dots 0,4$ – коефіцієнт витрат на ремонтні матеріали ,

$$З_m = 9077 \cdot 0,3 = 2723 \text{ грн.}$$

Отже, експлуатаційні витрати:

$$И_1' = 79\,675 + 152\,000 + 47\,460 + 11\,800 = 290\,935 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$З_{3П} = 3 \cdot 1 \cdot 2012 \cdot 1,3 \cdot 1,5 = 11\,770 \text{ грн.}$$

$$З_a = 0,04 \cdot 4\,000\,000 = 160\,000 \text{ грн.}$$

$P_m = 600 \text{ кВт}$ – потужність всіх електродвигунів, ПВ 60%

$P_m = 210 \text{ кВт}$ – потужність всіх електродвигунів, ПВ 25%

$$З_{E60} = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,6 \cdot 0,01 \cdot 60 \cdot 600 = 41\,720 \text{ грн.}$$

$$З_{E25} = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,2 \cdot 0,4 \cdot 0,01 \cdot 25 \cdot 210 = 2\,030 \text{ грн}$$

$$З_E = З_{E60} + З_{E25} = 43\,750 \text{ грн}$$

$$З_m = 9\,815 \cdot 0,3 = 2\,945 \text{ грн.}$$

Отже, експлуатаційні витрати:

$$И_2' = 11\,770 + 160\,000 + 43\,750 + 2\,945 = 218\,465 \text{ грн.}$$

K_1, K_2 - питомі капітальні вкладення,

$$K = \frac{Ц}{\Phi_o} \quad (4.11)$$

де $\Phi_o = 0,85$ – фондovіддача для кранобудування для чистої продукції,

$$K_1 = \frac{3\,800\,000}{0,85} = 4\,470\,588 \text{ грн.}$$

$$K_2 = \frac{4000000}{0,85} = 4705882 \text{ грн.}$$

$$E = \left[3800000 \cdot 1 \cdot 1 + \frac{(290935 - 218465) - 0,15 \cdot (4705882 - 4470588)}{0,04 + 0,15} - 4000000 \right] \cdot 1 = 167179 \frac{\text{грн.}}{\text{рік}}$$

Висновок: 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 модернізацію з іншого. Економічний ефект складає 167179 грн.

Таблиця 4.1 Техніко – економічні показники

Показник	Умовне позначення	Одиниця	Нова ПТМ	Базова ПТМ
Річний об'єм робіт	A	т,м³	1716906	1502293
Вантажопідйомність	Q	т	32	32
Собівартість	C	грн	4000000	3800000
Маса	G	т	1114	1142
Річний економічний ефект	грн	грн	167179	-
Термін окупності	T	років	1,1	-

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Аналіз потенційних небезпек.

Основні небезпечні і шкідливі виробничі чинники, характерні для роботи з рудно - грейферним перевантажувачем перераховані нижче:

- небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі. На крані існує небезпека поразки електричним струмом, оскільки тут експлуатується устаткування, що використовує електричний струм високої промислової частоти напругою до 380 В, а на двигунах механізму підйому та пересування візка з напругою до 440 В,

- небезпека падіння з великої висоти, оскільки висота підйому крану складає 35 м

- небезпека отримати захворювання органів дихання, так як робота з насипним вантажем,

- небезпека для здоров'я внаслідок монотонної сидячої роботи, що може призвести до захворювання опорно-рухового апарату.

- небезпека персоналу отримати травму при раптовому падінні вантажу з висоти.

- небезпека вібраційних поштовхів, так як кабіна пересувається разом з візком

5.2 Заходи по забезпеченню безпеки.

Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально - розвантажувальних робіт.

Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт у всіх галузях народного господарства встановлені ГОСТ 12.3.009-76. Згідно з цим стандартом навантажувально-розвантажувальні роботи слід виконувати механізованим способом за допомогою підйомно-транспортного обладнання згідно з проектами проведення робіт, або іншими нормативно-технічними документами.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні бути забезпечені знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.1.026-76. В місцях проведення навантажувально-розвантажувальних робіт зміст шкідливих газів, парів, пилу в повітрі робочої зони не повинен перевищувати ГДК за ГОСТ 12.1.005-76.

При переміщенні вантажу підйомно-транспортним обладнанням персоналу забороняється знаходитись на вантажі, або на грейфері, чи в зоні його можливого падіння. Після закінчення роботи, або в перерві між роботами грейфер не повинен залишатись в підвішеному стані, Переміщення вантажу над приміщеннями чи транспортними засобами де знаходяться люди забороняється.

Вантажі, що розміщуються поблизу залізничних колій, розташовують згідно з Вимогами ГОСТ 9238-73.

У випадку розвантаження в штабелі, штабелі насипних вантажів повинні мати відкоси крутизною, що відповідає куту природного відкосу для вантажів даного виду, або повинні бути огорожені підпорними стінками.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт включаючи проходи та проїзди забезпечуються достатнім природним, або штучним освітленням згідно з БНП. Освітленість повинна бути рівномірною без засліплюючої дії на персонал.

Персонал задіяний на проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт, потрібно забезпечити санітарно побутовими приміщеннями і якісною питною водою.

Майданчики проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні відповідати вимогам пожежної безпеки за ГОСТ 12.1.004-75, а також БНП.

Робота крана повинна бути припинена при швидкості вітру що перевищує допустиму для даного крана, при снігопаді, дощі або тумані і в інших випадках, коли кранівник погано розрізняє переміщуваний вантаж.

По сигналу "Стоп" робота крана повинна бути припинена незалежно від того, ким він поданий.

Основними нормативними документами по захисту від поразки електричним струмом є Правила пристрою електроустановок (ПУЕ-76), затверджені Держенергонаглядом. ГОСТ 12.2.007.3 - 75 "Електротехнічних пристроїв. Вимоги безпеки." розповсюджується на електротехнічні вироби, встановлює загальні вимоги безпеки до їх конструкції і вимоги безпеки, що запобігають або зменшують до допустимого рівня дію на людину електричного струму, електричної іскри і інших шкідливих дій. ГОСТ 12.4.011 - 89 "Засоби захисту робочих. Загальні вимоги і класифікація." у розділі "Засоби колективного захисту" дає перелік основних видів засобів захисту від поразки електричним струмом.

Підйомно-транспортне обладнання повинно відповідати вимогам ГОСТ 12.2.003-74, а також Правилам устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів.

До керування підйомно-транспортним обладнанням допускаються особи не молодші 18 років, що пройшли медогляд та мають дозвіл на проведення даного виду робіт. Відомості про медичні огляди повинні зберігатися в особистих справах працівників структурного підрозділу. За наявності скарг на стан здоров'я працівники повинні бути звільнені від роботи і направлені на позачерговий медичний огляд.

Машиніст мостового перевантажувача при управлінні мостовим перевантажувачем вантажопідйомністю 25 т і вище повинен мати 6-й розряд. Повинен знати: пристрій, принцип роботи і правила технічної експлуатації мостових перевантажувачей; методи усереднювання вугілля; марки вугілля; помарочне розташування вугілля на складі; правила складування і огорожі вугілля з штабелів

При наявності небезпеки падіння предметів згори персонал, що працює в місцях проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні носити захисні каски встановлених зразків.

Кабіна крану повинна бути обладнана суцільним огородженням з усіх боків і суцільним верхнім перекриттям. Внутрішні розміри кабіни повинні бути не менш як: висота-2м, ширина-0.9м, довжина-13м, об'єм - не менш 3м².

У кабіні повинен бути забезпечений вільний доступ до всього розташованого в ній обладнання.

Світлові отвори кабіни виконуються з без уламкового скла.

Засклення кабіни виконується так, щоб забезпечувалась можливість очищення скла, як з середини так і з зовні. Або повинні бути передбачені пристрої для очищення скла.

У кабіни крана, що розглядається повинні бути передбачені сонцезахисні щитки.

Двері для входу до кабіни обладнуються засобом з внутрішнього боку. А також двері повинні замикатися з середини.

Кабіна обладнується стаціонарним сидінням для машиніста, що встановлюється так, щоб була можливість сидячи керувати краном та вести спостереження за вантажем. Повинна бути забезпечена можливість регулювання положення сидіння за висотою, та в горизонтальній площині.

Кабіни повинні відповідати вимогам "Санитарных правил по устройству и оборудованию кабин управления кранов", затверджених зам Міністра охорони здоров'я ССРСР від 08.12.74 №1204-74.

Допускний рівень шуму та вібрації в кабіні не повинен перевищувати умовно допустимих рівнів згідно з Санітарних норм виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку ДСН 3.3.6.037-99, затверджених постановою Головного державного санітарного лікаря України 8І6 01.12.99 №37 та Державним санітарним нормам виробничої загальної та локальної вібрації ДСН 3.3.6.039-99, затвердженого постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №39 і діючим НД.

Параметри мікроклімату в кабіні повинні відповідати вимогам санітарних норм мікроклімату виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99, що затверджені постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №42.

Вміст хімічних речовин в повітрі кабіни не повинен перевищувати гранично допустимих концентрацій згідно з вимогами діючих НД.

Рівні напруженості електромагнітного поля в кабіні машиніста не повинні перевищувати гранично допустимих рівнів згідно Державним санітарним нормам та правилам при роботі з джерелами електромагнітних полів, що затверджені наказом Міністерства охорони здоров'я України від 18.12.2002 №476.

Рівні напруженості електростатичного поля на поверхні матеріалів, котрими оброблена кабіна, та рівні напруженості електростатичного поля у кабіні повинні відповідати "Санитарным правилам и нормам по применению полимерных материалов в строительстве. Гигиенические требования." що затверджені міністерством охорони здоров'я України від 12.08.91, та діючими НД.

Матеріали, котрі використовуються для обробки кабіни, повинні мати дозвіл на використання Міністерства охорони здоров'я України.

Опалювальні прилади в кабіні встановлюються виробником і повинні відповідати вимогам ПУЗЗПУ.

Огородження.

Легкодоступні рухомі частини механізмів, котрі можуть стати причиною нещасного випадку, повинні бути закриті металевими огороженнями.

Огородженню підлягають:

- зубчасті, ланцюгові та черв'ячні передачі;
- з'єднувальні муфти, з виступаючими болтами, шпонками, а також всі муфти розташовані поблизу місць проходу обслуговуючого персоналу.

Ходові колеса крану та візка повинні бути оснащені щитками, котрі виключають попадання під колесо сторонніх предметів. Зазор між рейкою та щитком повинен не перевищувати 10 мм.

Неізововані частини електрообладнання, що проводять струм, розташовані в місцях можливого дотику до них, повинні бути огорожені.

Все електрообладнання повинно відповідати вимогам ПУЕ.

Все електрообладнання, що розташоване на крані повинно бути заземлене.

Вимоги безпеки при вантаженні і вивантаженню вантажів, що перевозяться насипом і навалом :

- Вантаження і вивантаження вантажів, що перевозяться насипом і навалом(далі - навалювальних і сипких вантажів), повинна проводитися, як правило, механізованим способом.

- Вантаження і вивантаження сипких вантажів слід проводити механізованим способом, що виключає забруднення повітря робочої зони. При узятті сипких вантажів з штабелю не допускається виробництво робіт підкопом з утворенням козирка із загрозою його обвалення.

- При вантаженні і вивантаженні грейфер на вантаж повинен опускатися плавно з пригальмовуванням.

- Щоб уникнути обсипання вантажу на підкранові шляхи необхідно встановлювати підпірні стінки.

- Перед вантаженням і вивантаженням змерзшихся і що злежалися вантажів повинна бути відновлена їх сипучість.

Забороняється при вантаженні і вивантаженні змерзшиєся і вантажі, що злежалися, вибирати підкопом, залишаючи верхню частину штабелю в нависаючому положенні.

Знаходження робочих на штабелях цих вантажів при вантаженні і вивантаженню не допускається.

- Вивантаження змерзшихся вантажів прошовхуванням їх в отвори люки грейферами і іншими вантажозахватними пристосуваннями не допускається.

5.3 Заходи з виробничої санітарії і гігієни праці

Всі виробничі приміщення, устаткування, технологічні процеси відповідають вимогам забезпечення здорових і безпечних умов праці. Перелік рівнів концентрації і інших параметрів, що допускаються стандартами (санітарними нормами), небезпечних і шкідливих виробничих чинників, властивих виробничим процесами, містить норми виробничої санітарії, що запобігають виникненню професійних захворювань працівників.

Одним з численних чинників, які погіршують самопочуття і викликають захворювання робочих, є надмірне конвекційне і променисте тепло. За допомогою вентиляції вдається зменшити запилену повітря і забруднення його шкідливими газами і парами промивальних складів вживаних на нашій ділянці для промивки збираних деталей.

На ділянці, що розробляється, застосовується механічна вентиляція типу приточування. Фільтр, калорифери і вентилятор встановлюють в одному приміщенні, в так званій вентиляційній камері. Повітря подається в робочу зону, причому швидкості виходу повітря обмежені допустимим шумом і рухливістю повітря на робочому місці.

Метеорологічні параметри і чистота повітря встановлюється по ГОСТ 12.1.005 - 88 "Повітря робочої зони". Оптимальні норми температури, відносній вологості і швидкості руху повітря визначені по категорії робіт середньої тяжкості І 1а (T° 3 18 - 20 - в холодний період і 21 - 23 в теплий період при відносній вологості 40-60 %, швидкості руху повітря 0,2 - 0,3 м/с.

Внутрішні і зовнішні поверхні венткамери, повітропроводів і вентустановок мають покриття, які дозволяють проводити їх обробку (обмивання поверхні) дезрастворами з миючими засобами.

Передбачена щомісячна обробка поверхонь венткамер, воздуховодов.

Наступний шкідливий чинник який необхідно враховувати - шум. Під дією шуму відбувається ряд змін в людському організмі, що виражаються в порушенні функціонального стану нервової системи. Шум призводить до зниження концентрації уваги, ослабляє пам'ять працюючих, знижує продуктивність праці.

При роботі з пневматичними і електричними ручними машинами виникає вібрація, що передається через рукоятки і корпуси на руки робочих, а іноді і на ноги через оброблюване середовище. Для зниження вібрації в даному випадку застосовуються рукоятки з виброгасящим або амортизуючим пристроями.

Основним нормативним документом в області вібрації є ГОСТ 12.1.012-78 «ССБТ. Вібрація. Загальні вимоги безпеки».

Приміщення з постійним перебуванням людей мають, комбіноване освітлення. Встановлені розрахунком розміри світлових отворів допускається змінювати на + 5, - 10%.

Згідно СНІП II - 4 - 79 «Природне і штучне освітлення. Норми проектування.» комбіноване освітлення передбачене для всіх приміщень, будівель, а також ділянок відкритих просторів, призначених для роботи, проходу людей і руху транспорту.

Виробниче приміщення відповідає нормам технічної естетики. Правильне забарвлення приміщення не тільки сприяє зниженню психофізичних навантажень, але і покращує умови зорових робіт. Слід мати на увазі, що зелені, голубувато-зелені, салатні і жовті кольори сприятливо впливають на зір і психофізичні функції людини, сприяють підвищенню продуктивності праці, знижують стомлення.

Разом із знаками безпеки в приміщеннях застосовується забарвлення в сигнальні кольори елементів будівель смужками чорного і білого кольору, що чергуються. Це сприяє концентрації уваги працюючих і таким чином зменшують можливість виникнення аварійних ситуацій.

5.4 Заходи пожежної безпеки

Пожежна безпека ділянки забезпечується системами запобігання пожежі і протипожежному захисту, зокрема організаційно-технічними заходами.

Об'єкти мають системи пожежної безпеки, направлені на запобігання дії на людей небезпечних чинників пожежі, зокрема їх вторинних проявів на необхідному рівні.

Необхідний рівень забезпечення пожежної безпеки людей за допомогою вказаних систем підтримується на рівні не менше 0,999999 запобігання дії небезпечних чинників в рік з розрахунку на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не більше 10^{-6} дії небезпечних чинників пожежі, що перевищують гранично допустимі значення, в рік з розрахунку на кожну людину.

Підходи до вододжерел, місць розташування пожежного інвентаря і устаткування знаходяться в місцях, що забезпечують вільний доступ до них.. Заборонено користування відкритим вогнем, куріння.

Види і кількість первинних засобів пожежогасіння визначаються відповідно до фізико-хімічних та електро-хімічних вогнебезпечними властивостями наявних горючих речовин, їх взаємодією з вогнегасними речовинами, розмірами виробничих, службових, адміністративних і інших приміщень, території і установок. Кількість первинних засобів пожежогасіння необхідно визначати окремо для кожного поверху установки.

На випадок виникнення пожежі, передбачена пожежна сигналізація, що спрацьовує у випадку якщо температура в районі датчика перевищує гранично допустиму. Отже, з метою оперативного реагування на виникнення вогнищ спалаху, датчики розвішені за всією площею приміщення в припотолочній зоні.

5.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях

Інженерно-технічні заходи цивільної оборони щодо захисту унікального устаткування цеху збірки автомобілів.

Економіка країни грає вирішальну роль в озброєній боротьбі держав. Вона визначає характер і способи ведення війни і робить визначальний вплив на військову потужність держави, на хід і результат війни в цілому.

У сучасних умовах, коли науково-технічний прогрес у всіх областях виробництва досяг небачених масштабів і привів до створення новітніх видів зброї масового ураження, роль і значення економіки як найважливіший чинника підготовки і ведення війни зросло ще більше.

При масованому застосуванні супротивником засобів масової поразки будь-який об'єкт нашої промисловості може опинитися у сфері дії вражаючих чинників цієї зброї. Очевидно, що ступінь руйнування об'єктів при нападі супротивника буде різна. Вона в основному залежить від дії вражаючих чинників ядерного вибуху. Об'єкти, на яких будуть прийняті заходи по підвищенню стійкості їх роботи, матимуть менші пошкодження (руйнування), а отже, і терміни введення їх в дію після ядерного удару будуть коротшими.

Під стійкістю роботи об'єкту народного господарства розуміється здатність об'єкту випускати встановлені види продукції в об'ємах і номенклатурах, передбачених відповідними планами, в умовах дії зброї масового ураження і інших засобів нападу супротивника, а також в умовах надзвичайних ситуацій, а також пристосованість об'єкту до відновлення у разі пошкодження.

Захист засобів виробництва полягає в підвищенні опірності будівель, споруд і конструкцій об'єкту до дії вражаючих чинників ядерного вибуху, в захисті цінного устаткування, засобів зв'язку і інших засобів, складових матеріальну основу виробничого процесу.

6. РЕМОНТ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

6.1 Опис пошкодження

Пошкодження металоконструкції знаходиться на вертикальній стінці їздової балки, на відстані приблизно $1/2$ довжини моста.

У металоконструкціях з розташуванням рейки над стінкою найбільш поширеним пошкодженням є тріщини в зварному шві, що сполучає стінку з верхнім поясом, і тріщини безпосередньо на самій вертикальній стінці.

Можна вказати наступні причини утворення тріщин:

- висока місцева напруга стиснення;
- місцевий вигин, викликаний ексцентричним приложенням навантаження;
- концентрація напруги від додаткових елементів.

У нашому випадку до утворення тріщини привів місцевий вигин, який виник унаслідок конструктивних особливостей і навантажень, що специфічно діяли:

- горизонтальних дій візка на рейку;
- несиметричній плями контакту між колесом і головкою рейки і між підошвою рейки і верхнім поясом;

- зсуви рейки в плані щодо осі стінки;
- початкової і іншої недосконалості і інших причин, що надають незначну дію.
- Візок не має системи підресорювання рами. Функції амортизатора при роботі лебідки грейфера виконує міст, жорсткість якого менше жорсткості ґратчастих мостів.

Довжина тріщини $l=760$ мм

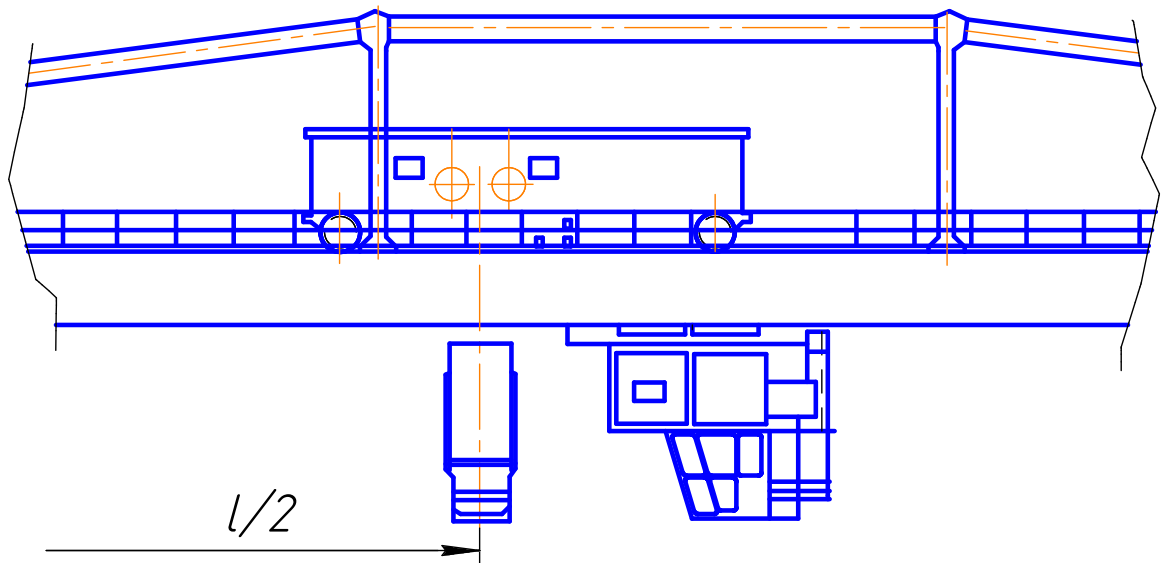


Рис 6.1 - Частина схеми крана, в районі якої знаходиться тріщина.

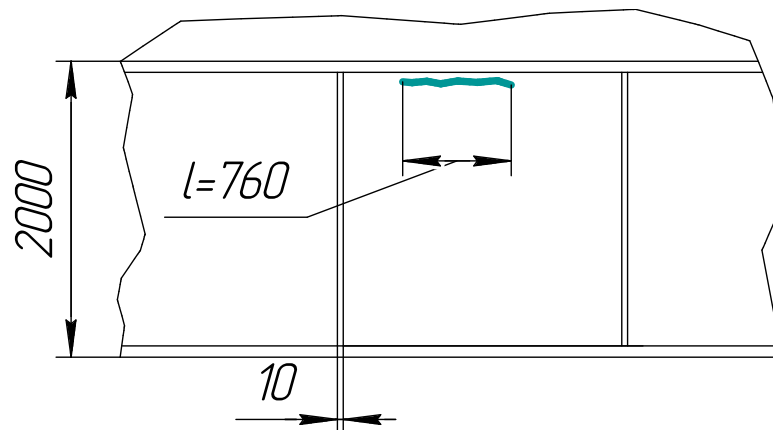


Рис 6.2 – Місце пошкодження.

6.2 Метод ремонту

Найбільш доцільним, в даному випадку, є ремонт методом установки здвоєних пластин. Викладений метод дозволяє розширити опорну поверхню їздової балки, знижуючи напругу від місцевого вигину, тим самим, збільшуючи стійкість вузла до утворення нових тріщин.

Перед ремонтом, необхідно розвантажити їзову балку крана від власної ваги візка, відігнавши її до протилежного кінця балки.

Спочатку, слід запобігти подальшому розповсюдженню тріщини. Для цього, кінці тріщини засвердлюють отворами діаметром 30мм, причому центр отвору приймають на відстані 10-12мм від видимого кінця тріщини у бік їх розповсюдження. Кінець тріщини виявляють керосиново-крейдовою пробою.

Існуючу тріщину обробляють, до основного метала і заварюють. До верхнього поясу і вертикальної стінки з двох боків із зсувом по висоті подовжніми швами приварюють здвоєні пластини. Здвоєні пластини складаються з двох листів завтовшки по 14мм, заздалегідь зварених в нахліст.

Такий спосіб ремонту дозволяє значно розширити опорну поверхню верхнього горизонтального поясу, поліпшити умови роботи зварних швів від дії моменту, що крутить, викликаного внецентрованим прикладенням навантаження. Досвід експлуатації кранів, у яких відновлення працездатності їзових балок проведене за колишнім способом, показує високу надійність технічного рішення.

Переваги методу – виняткова простота виготовлення і монтажу, метод допускає застосування напіваавтоматичної і автоматичної зварки, що забезпечує повне проплавлення в умовах цеху.

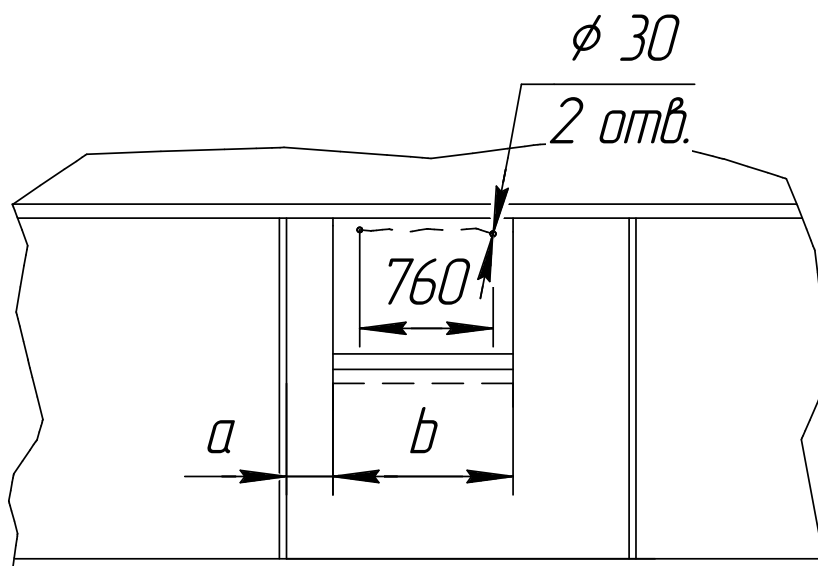


Рис 6.3 – Схема ремонту. Встановлення здвоєних пластин.

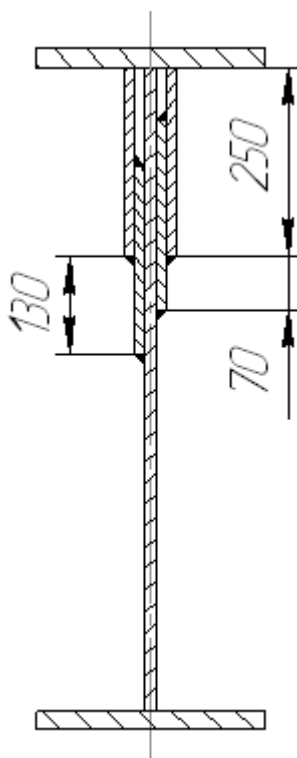


Рис 6.4 – Ремонт іздової балки за допомогою здвоєних пластин

Вказаний метод ремонту здається найбільш здійсненим і прийнятним, оскільки передбачає технологічні прийоми запобігання непровару і комплексне зменшення місцевої стискуючої і вигинаючої напруги.

6.3 Вибір матеріалів та електродів

Матеріал ремонтіваних елементів і електроди дивися табл. 6.1

Мазкі сталей, електродів і зварювального дроту, вживаного при ремонті їздової балки крана, повинні бути не нижче за якістю, вживаних при виготовленні ремонтіваних їздових балок. Якість вживаних матеріалів повинна бути підтверджена сертифікатами.

Таблиця 6.1

Материал елементів їздових балок	Електроди
09Г2С-12 ГОСТ 19282-73	Э50А-УОНИИ $\frac{13}{45}$ - У - ГОСТ 9466-75; ГОСТ 9467-75

6.4 Технологія ремонту

Технологія ремонтного рішення, по усуненню тріщини в стінці їздової балки і місцевому посиленню даного вузла:

- 1) Шви зварні ГОСТ 5264-80.
- 2) Зварку проводити електродами Э-50А ГОСТ 9467-75.
- 3) Зварку проводити атестованому зварювачеві, що має допуск до зварки відповідальних конструкцій і особисте клеймо.
- 4) Шви повинні мати увігнуту форму в перетині з плавним переходом до основного металу.
- 5) Матеріал ремонтних елементів – сталь 09Г2С-12 ГОСТ 19282-73.
- 6) Тріщину обмежити отворами діаметрами 30мм, не доходячи до кінця тріщини. Кінець тріщини виявити керосинову-крейдяною пробою. Тріщину обробити відповідно до приведеної схеми і заварити.
- 7) Стиковою шов стінки балки на довжині 450мм від верхнього поясу зачистити врівні з основним металом, два ребра зрізати газом, місця реза зачистити.

8) Пластини посилення, заздалегідь зварені між собою, встановити і приварити, дотримуючи порядок накладення швів, приварити ребра, відновити кріплення стягування з двох швелерів №14 до ребра.

Виконання ремонту і контроль якості по СТП 226.05.10-97.

6.5 Ультразвуковий контроль зварних з'єднань

Ультразвуковий контроль зварних з'єднань (УЗК) це неруйнуючий контроль якості зварних з'єднань, що проводиться в рамках будівельної експертизи металоконструкцій будівель і споруд. Ультразвуковий контроль зварних з'єднань є ефективним способом виявлення дефектів зварних швів і металевих виробів, що залягають на глибинах від 1-2 міліметрів до 6-10 метрів. Метод дозволяє виконувати весь комплекс робіт по ультразвуковій діагностиці зварних з'єднань і скорочує витрати на проведення будівельної експертизи металоконструкцій.

Ультразвуковий контроль зварних з'єднань проводиться по ГОСТ 14782-86 «Контроль неразрушающий. Соединения сварные. Методы ультразвуковые» і дозволяє здійснювати ультразвукову діагностику якості зварних з'єднань, виявляти і документувати ділянки підвищеного вмісту дефектів, класифікуючи їх за типами і розмірами. Для різних типів зварних з'єднань застосовуються відповідні методики ультразвукового контролю. Проведення УЗК необхідне для проходження експертизи проектів перепланівки і надбудови поверхів будівель, оцінки несучої здатності металоконструкцій і їх зносу.

При ультразвуковому контролі зварних з'єднань застосовуються ехо-імпульсний, тіньовою або ехо-теневої методи УЗК. Нижче приведені схеми ультразвукового контролю якості стикових, таврових і нахлесточних зварних з'єднань. При ультразвуковому контролі зварного з'єднання сканування виконують подовжнім і поперечним переміщенням випромінювача при постійному або такому, що змінюється вугіллі введення світла.

Спосіб ультразвукового контролю зварного з'єднання встановлюється в технічній документації.

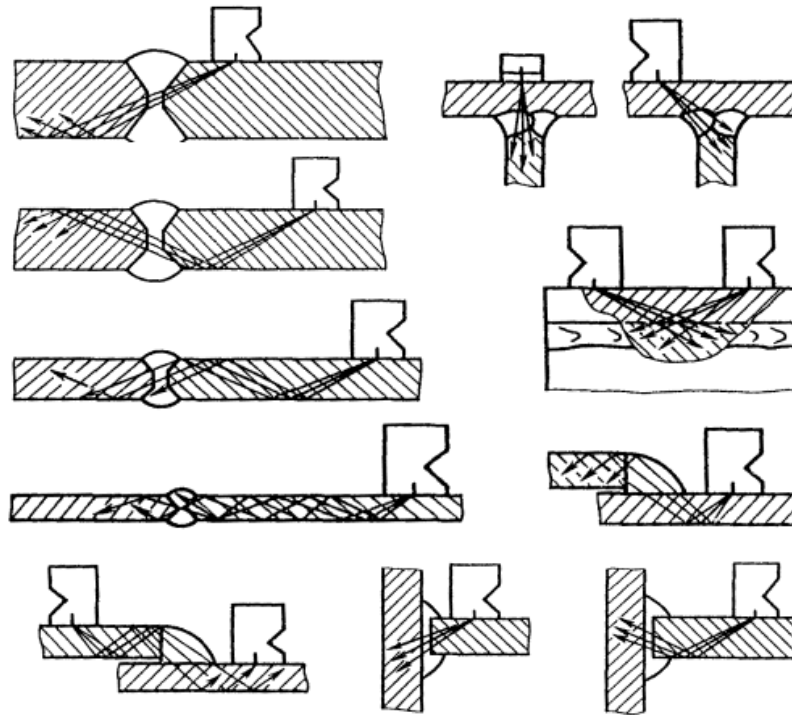


Рис. 6.5 - Схеми ультразвукового контролю якості стикових, таврових та нахлістних зварювальних з'єднань.

6.6 Заклучні заходи

Після виконання ремонту металоконострукції проводиться технічне освідчення вантажопідйомного крана.

Технічне освідчення проводиться з метою встановлення що:

- вантажопідйомний кран та його встановлення відповідають ПУБЕГК
- вантажопідйомний кран знаходиться в справному стані, що забезпечує його безпечну роботу

При зовнішньому огляді перевіряють:

- механізми, електрообладнання, прилади безпеки, гальма, апарати керування
- стан металоконострукції її зварних з'єднань, (відсутність тріщин, деформацій, зменшення товщини стінок в наслідок корозії)

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Жуков І.А., Кононенко С.С. Підйимально-транспортне устаткування підприємств. – Дніпро: ПДАБА, 2015. – 268 с.
2. Бабаєв В.М. Підйомно-транспортні машини: підручник. – Харків: ХНАМГ, 2010. – 492 с.
3. Виноградов О.С., Жуков В.П. Гірничні машини та комплекси для відкритих робіт. – Дніпро: НГУ, 2011. – 412 с.
4. Тарасов Ю.І., Марченко П.С. Грейферні механізми та їх модернізація. – Київ: Техніка, 1989. – 192 с.
5. ДСТУ EN 13155:2014. Змінні вантажозахоплювальні пристрої. Вимоги безпеки. – Київ: Мінекономрозвитку України, 2015. – 48 с.
6. ДСТУ EN 13001-2:2016. Крани вантажопідймальні. Загальні принципи. Частина 2. Розрахунок навантажень. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2016. – 64 с.
7. Шеховцов В.Г. Грейферні захвати та канатні системи. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – 184 с.
8. Грижук В.М., Колісник С.Л. Механізація перевантажувальних робіт у гірничній промисловості. – Дніпро: НГУ, 2011. – 276 с.
9. Грищенко О.І. Вантажопідймальні машини та обладнання: Навч. посіб. – Київ: КНУБА, 2014. – 312 с.
10. Metso Outotec. Stacker and Reclaimer Upgrade Solutions: Technical Catalog. – Metso Outotec Corporation, 2023. – 42 p.