

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

(ступінь вищої освіти)

на тему Підйомний механізм для технологічних операцій $Q = 16$ т.

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-322

Спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

ОПП «Підйомнотранспортні, дорожні,

будівельні меліоративні машини і

обладнання»

СІДІКІ Т.Х.

(прізвище та ініціали)

Керівник ФРОЛОВ Р.О.

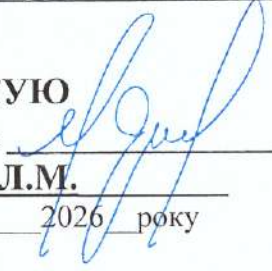
(прізвище та ініціали)

Рецензент СИДОРЕНКО М.В.

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет НУЗП, Машинобудівний факультет
Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомнотранспортні, дорожні, будівельні
меліоративні машини і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри 
Мартовицький Л.М.
« » 2026 року

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

СІДІКІ Тімур Хашимович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Підйомний механізм для технологічних операцій Q = 16 т.

керівник проєкту (роботи) ФРОЛОВ Роман Олександрович, ст. викладач
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 15 » 04 2026 року № 163

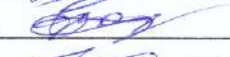
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Вихідна конструкція механізму для технологічних операцій

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розрахунок механізму головного підйому, розрахунок механізму пересування крана, розрахунок економічного ефекту, охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Кран козловий – 2 листа А1; балка захватна – 2 листа А1; барабан кабельний - 1 лист А1; механізм підйому – 1 лист А1, 1 лист А2; рама механізму – 2 листа А1.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Фролов Р.О., ст. викладач		
2	Фролов Р.О., ст. викладач		
3	Фролов Р.О., ст. викладач		
4	Фролов Р.О., ст. викладач		
5	Фролов Р.О., ст. викладач		

7. Дата видачі завдання « 16 » березня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Срок виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Опис конструкції	10.04.2026	
2	Розрахунок механізму головного підйому	30.04.2026	
3	Розрахунок механізму пересування крана	15.05.2026	
4	Розрахунок економічного ефекту	30.05.2026	
5	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	01.06.2026	

Студент


(підпис)

СІДІКІ Т.Х.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

ФРОЛОВ Р.О.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

БЛОК, ВІСЬ, ДВИГУН, ГАЛЬМО, КРАН, КАНАТ, ПІДВІСКА, ПІДШИПНИК, РЕДУКТОР, ШКІВ, ОПІР ПЕРЕСУВАННЮ.

Пояснювальна записка до магістерської роботи містить: 82 с., 7 рис., 13 табл., 17 джерел, додатки.

Об'єктом дослідження є підйомний механізм, призначений для виконання технологічних операцій.

Метою дипломної роботи є розроблення проекту спеціального козлового крана вантажопідйомністю 16 т.

У процесі виконання дипломної роботи на основі інженерних розрахунків обґрунтовано доцільність проектування козлового крана. Проведено техніко-економічну оцінку запропонованого конструктивного рішення.

Встановлено, що строк окупності проекту відсутній, при цьому очікуваний економічний ефект від удосконалення конструкції крана становить 8 469 грн.

Таким чином, реконструкція крана є технічно здійсненою та економічно доцільною порівняно з існуючими аналогами.

ЗМІСТ

	С.
Вступ	7
1. Опис машини	11
1.1 Призначення та умови експлуатації	11
1.2 Технічні характеристики	11
1.3 Склад виробу	12
1.4 Будова та принцип роботи крана	13
2. Розрахунок механізму головного підйому	16
2.1. Вибір кінематичної схеми механізму	16
2.2. Вибір схеми та кратності поліспасти	17
2.3. Вибір вантажного каната	18
2.4. Розрахунок розмірів блоків і барабана	19
2.5. Розрахунок потужності двигуна та його вибір	20
2.6. Вибір редуктора	22
2.7. Вибір гальма	23
2.8. Розрахунок крутних моментів на валах механізму	24
2.9. Розрахунок нарізки барабана	25
2.10. Розрахунок кріплення каната до барабана	28
2.11. Розрахунок навантаження на опори барабана	29
2.12. Перевірка підшипника опори барабана	30
3. Розрахунок механізму пересування крана	32
3.1. Вибір кінематичної схеми механізму	32
3.2. Визначення опору пересуванню крана без вантажу	33
3.3. Визначення опору пересуванню крана з вантажем	34
3.4. Вітрове навантаження робочого стану, що діє на елементи конструкції крана та вантаж	35
3.5. Визначення необхідної потужності двигуна та його вибір	38
3.6. Вибір редуктора	40

3.7. Розрахунок крутних моментів на валах	41
3.8. Вибір гальма	42
3.9. Перевірка підшипників приводного колеса крана	43
4. Розрахунок економічного ефекту	47
5. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	54
5.1. Аналіз потенційних небезпек	54
5.2. Заходи із забезпечення техніки безпеки	55
5.3 Заходи із забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці	58
5.4 Заходи із забезпечення пожежної безпеки	62
5.5 Заходи із забезпечення умов праці у надзвичайних ситуаціях	65
Висновок	68
Список джерел посилань	69
Додатки	

ВСТУП

Спеціальні козлові крани гідроелектростанцій (ГЕС) призначені для виконання різноманітних підйомно-транспортних операцій, що пов'язані з монтажем, ремонтом та експлуатацією обладнання ГЕС. Увесь комплекс зазначених робіт на одній станції виконується за допомогою кранів для обслуговування будівлі станції, кранів для обслуговування греблі та інших допоміжних вантажопідйомальних засобів. Характер виконуваних операцій та необхідна вантажопідйомність зумовлюють застосування оригінальних і часто унікальних конструктивних рішень кранів.

Козлові крани, що застосовуються на ГЕС, належать до кранів спеціального призначення та характеризуються значною сумарною вантажопідйомністю (100–500 т) і відносно невеликими прольотами (7,5–27 м). Висока вантажопідйомність таких кранів визначається масою підйому вузлів гідроагрегатів (до 600 т і більше), а також плоских затворів (до 90 т), з урахуванням додаткових опорів підйому, зокрема тертя в напрямних, можливого перекосу затворів та інших факторів.

Невеликі прольоти козових кранів даного типу обумовлені конструктивними особливостями споруд, зокрема обмеженими відстанями між робочими та ремонтними затворами або між затворами і сороутримувальними решітками.

Разом з тим, козлові крани для ГЕС характеризуються невисокою інтенсивністю використання. Такі крани на водозливних греблях працюють переважно у період весняних паводків, а крани машинних залів застосовуються, як правило, під час проведення ремонтних робіт обладнання. Режими роботи механізмів козових кранів у більшості випадків відповідають легким режимам (А1–А3) згідно з нормативами державного нагляду.

Типова конструкція козового крана для ГЕС (призначеного для обслуговування греблі) наведена на рисунку В1. Портал крана (1) шарнірно з'єднаний з головними балансирами (11), які спираються на ходові балансири візки

(10), частина з яких є приводними. Сукупність ходових балансирних візків утворює механізм пересування крана.

У деяких конструкціях козлових кранів кабіна або кузов охоплює всю порталну частину крана, забезпечуючи захист механізмів і обслуговуючого персоналу від впливу зовнішніх факторів.

Підйом затворів і сороутримувальних решіток здійснюється за допомогою вантажозахоплювальної балки (7) (рисунок В1), яка підіймається двома лебідками механізму підйому. Загальна вантажопідйомність козлового крана формується як сумарна вантажопідйомність зазначених лебідок.

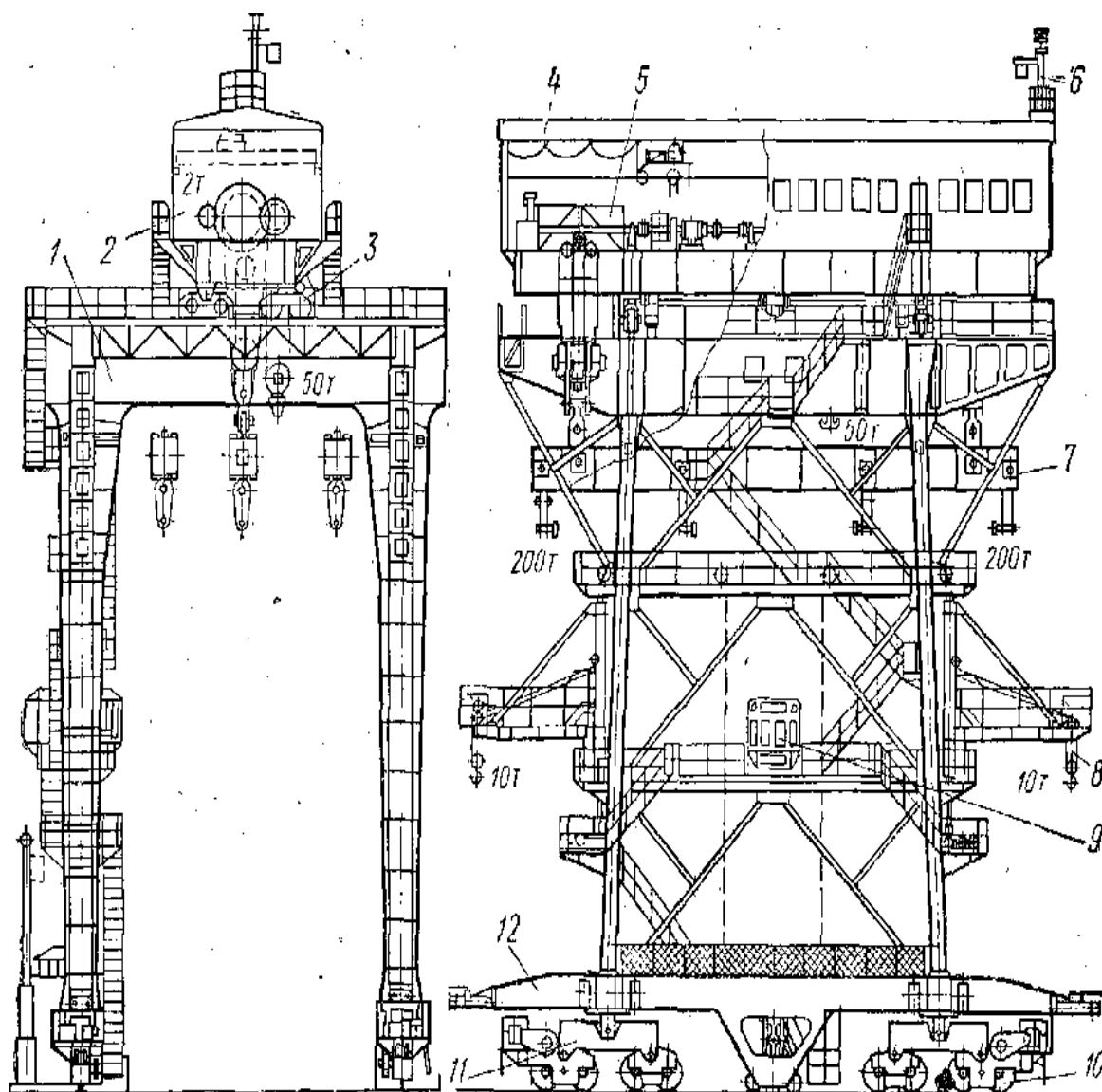


Рисунок В1 – Козловий кран для обслуговування греблі ГЕС

Для запобігання самовільному переміщенню козлових кранів під дією вітрових навантажень значної сили вони оснащуються автоматичними протиугінними пристроями, які мають рейкові затискні захвати. Такі пристрої спрацьовують автоматично при отриманні сигналу від датчика (6), що реагує на підвищену швидкість і силу вітру (умови неробочого стану).

Керування краном здійснюється з кабіни машиніста (9), яка, як правило, розташовується на опорах або у верхній частині порталльної конструкції для забезпечення належного огляду робочої зони.

У деяких конструкціях козлових кранів передбачаються допоміжні вантажопідіймальні пристрої у вигляді консольних поворотних кранів (8). Залежно від призначення такі крани поділяються на монтажні, що використовуються під час будівництва ГЕС, та експлуатаційно-технологічні, які застосовуються в період експлуатації станції.

У ряді випадків козлові крани додатково оснащуються електричними телями вантажопідйомністю від 2 до 10 т.

Класифікація кранів. Вантажопідйомність, проліт і робочі швидкості козлових кранів визначаються типом гідроелектростанції та її загальною компоновкою, яка залежить від наведених вище факторів. Сукупність цих умов зумовлює індивідуальний характер конструктивного виконання кожного крана.

Значна різноманітність конструкцій козлових кранів ускладнює їхню уніфіковану класифікацію. Узагальнена класифікація козлових кранів для ГЕС за експлуатаційно-конструктивними ознаками наведена на рисунку В2. Подальший розгляд конструкцій кранів та їх функціонального призначення виконується відповідно до зазначеної класифікації.

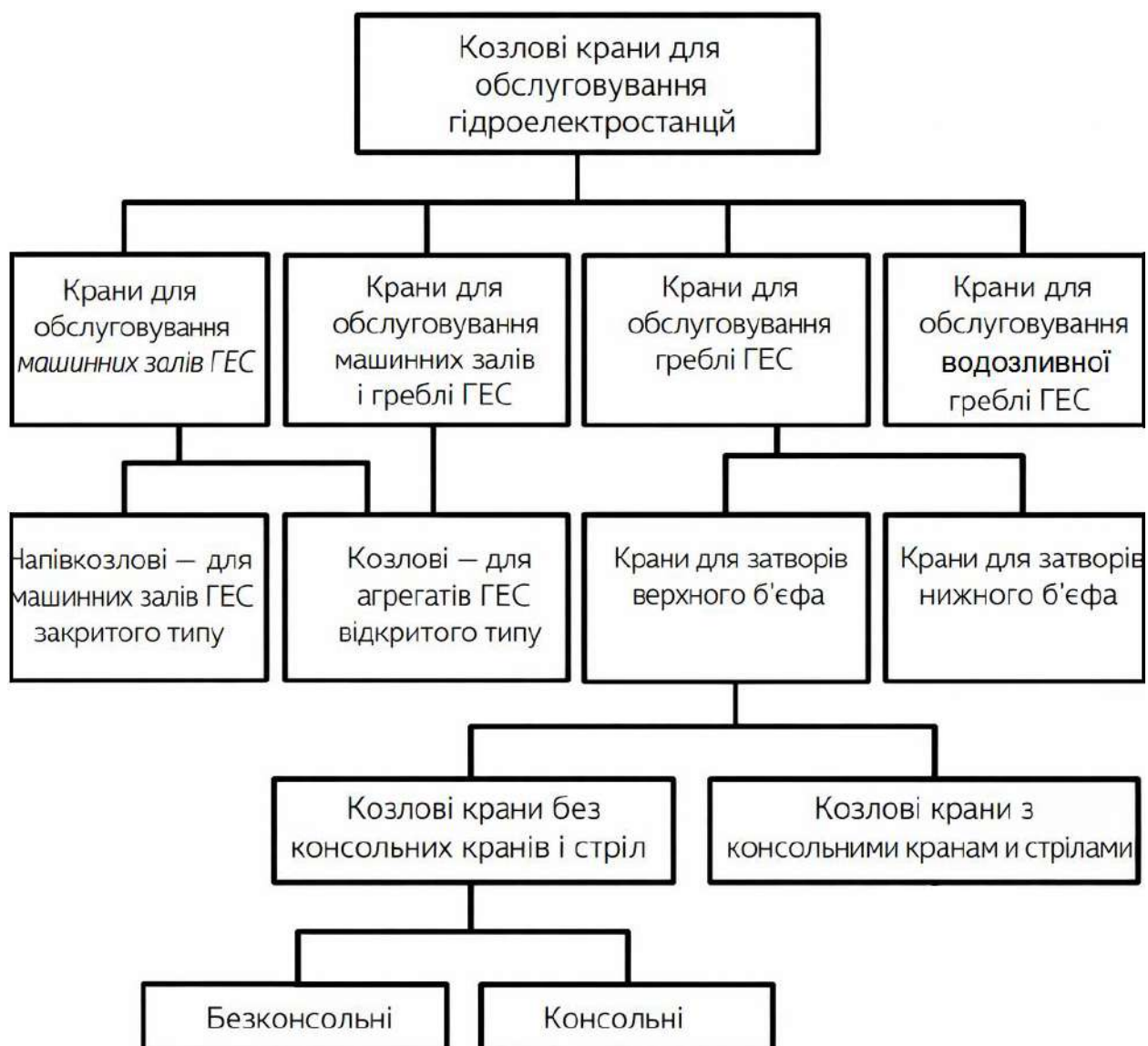


Рисунок В.2 – Загальна класифікація козових кранів для ГЕС

1. ОПИС МАШИНИ

1.1 Призначення та умови експлуатації

Козловий спеціальний кран вантажопідйомністю 16 т призначений для виконання маневрових операцій із ремонтними затворами відсмоктувальних труб нижнього б'єфу гідроелектростанції.

Кліматичні умови експлуатації:

Місце встановлення	на відкритому повітрі;
Максимальна температура навколишнього середовища	плюс 40°C
Мінімальна температура навколишнього середовища	мінус 30°C
Сейсмічність району	7 баллов

1.2 Технічні характеристики

Загальні параметри крана

група класифікації крана (за нормами FEM)	A2
рід струму	змінний
частота, Гц	50
напруга, В	380
керування краном	з кабіни оператора
підведення живлення до крана	гнучкий кабель
система струмопідводу	кабельний барабан

Механізм підйому

група класифікації механізму (за нормами FEM)	M2
вантажопідйомність, кН (т)	156,96 (16)

швидкість підйому м/с (м/хв)	0,0333 (2)*
висота підйому, м	4,5
глибина опускання, м	22
діапазон підйому, м	26,5

Механізм пересування крана

група класифікації механізму (за нормами FEM)	M3
швидкість пересування м/с (м/хв)	0,333 (20)*
колія крана, м	3,4
база крана, м	4,5
діаметр колеса, мм	500
кількість приводних коліс	2
загальна кількість коліс	4
тип рейки а	KP70-A

*) Розрахункові значення швидкостей можуть відхилятися від заданих у межах до 10 %.

1.3 Склад виробу

До основних вузлів крана належать: металоконструкція крана, стаціонарний вантажопідіймальний механізм вантажопідйомністю 16 т, механізм пересування крана з рейковими протиугінними захватами, кабельний барабан, кабіна керування закритого типа, шатрове укриття та електрообладнання.

1.4 Будова та принцип роботи крана

Козловий спеціальний кран вантажопідйомністю 16 т за допомогою захватної балки забезпечує виконання маневрових операцій ремонтними затворами.

Металоконструкція крана являє собою зварну просторову систему, що складається з окремих відправних марок, об'єднаних у портал крана. Монтажні стики елементів металоконструкції виконані у вигляді болтових фланцевих з'єднань. Елементи металоконструкції крана мають коробчастий поперечний переріз. Конструкція оснащена сходами з перилами та обслуговуючими майданчиками з огороженнями, що забезпечують безпечний доступ до кабіни керування та до зон огляду і технічного обслуговування механізмів крана.

Стаціонарний вантажопідіймальний механізм вантажопідйомністю 16 т встановлений безпосередньо на металоконструкції крана.

До основних вузлів стаціонарного вантажопідіймального механізму належать: рама механізму, механізм підйому, верхні блоки та підвіска вантажопідйомністю 16 т.

Рама механізму виконана у вигляді зварної конструкції, що складається з балок двотаврового перерізу.

Механізм підйому включає канатний барабан діаметром $\varnothing 560$ мм та привід.

Барабан виготовлений із відцентрово-ливої труби та має праву і ліву нарізки каната.

Привід складається з електродвигуна типу K21R160M6, потужністю $N=7,5$ кВт, частотою обертання $n=960$ об/хв, спеціального редуктора 5Ц4вкф-250-200-38-Пшл Т2 та гальма ТГЕ-160-01 Т2.

Кран обладнаний обмежувачем вантажопідйомності та контролем ослаблення каната. Вказаний пристрій виконаний на базі тензодатчика,

встановленого під опорою барабана, який передає сигнал на електронний блок для обробки інформації та відключення механізму у разі перевищення вантажопідйомності на 10 % від номінального значення або при ослабленні каната при навантаженні, що становить 50 % від маси захватної балки.

Верхні блоки складаються з трьох шківів діаметром Ø360 мм, встановлених на спільній осі. Усі блоки встановлені на підшипниках кочення та закріплені на рамі механізму.

Підвіска вантажопідйомністю 16 т містить чотири блоки Ø360 мм, змонтовані на спільній осі. Блоки встановлені на підшипниках ковзання. Вантажозахоплювальним органом є проушина.

Верхня частина крана закрита шатровим укриттям. Каркас шатра виконаний із прокатних профілів, обшитих гофрованим листом. Під шатром розміщені шафи електрообладнання. На шатрі встановлено анемометр М-95М-Ц Т1 для вимірювання миттєвої швидкості вітру, подачі сигналу при перевищенні допустимого значення та автоматичного вимкнення механізмів крана.

Механізм пересування крана складається з двох незалежних приводів, двох приводних і двох холостих коліс діаметром Ø500 мм. Кожен привід включає вертикальний редуктор 3ЦЗвкф-250-80-17(27)Ппш Т1 та електродвигун В21R132MX6 потужністю $N=5,5$ кВт, частотою обертання $n=955$ об/хв, зі вбудованим гальмом ВФК 458-18. З боку приводів встановлено два рейкові протиугінні захвати з утримуючим зусиллям 300 кН кожен. Також передбачені протисейсмічні захвати.

Керування краном здійснюється з закритої кабіни, розташованої на проміжній балці металоконструкції з боку нижнього б'єфу.

З боку верхнього б'єфу на ходовій балці металоконструкції встановлено кабельний барабан. Крутний момент передається від електродвигуна DRS90L4/BE5/TF/V зі вбудованим гальмом через редуктор K57 на кабельний барабан.

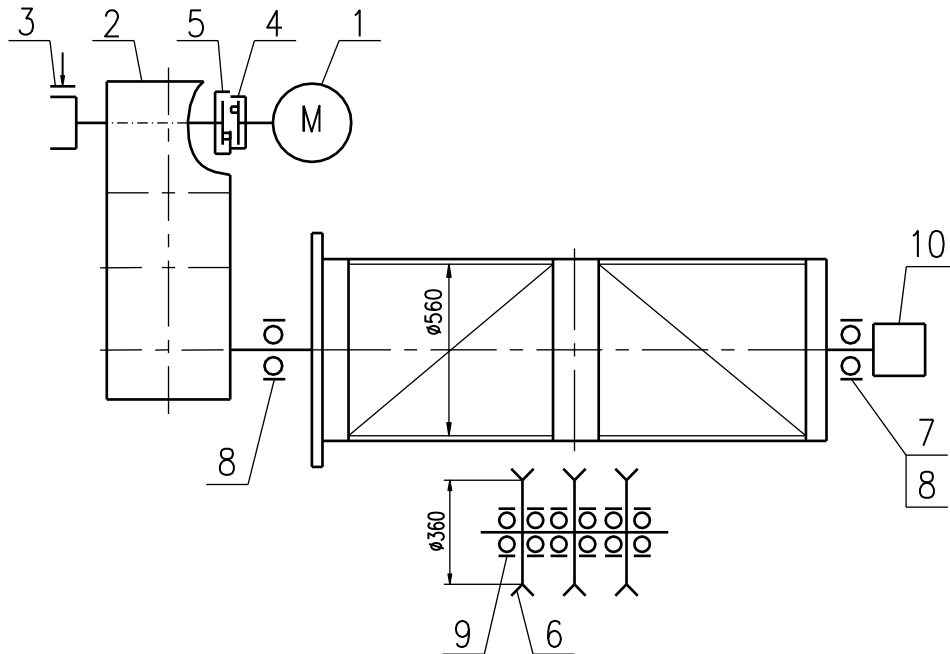
Для обмеження висоти підйому та опускання підвіски вантажопідйомністю 16 т передбачені кінцеві вимикачі: УБ-250А Т2 - на валу барабана та TR 336-11zh - на рамі механізму.

Крайні положення пересування крана обмежуються кінцевим вимикачем ТА 471-12/12у-н.

Для блокування люка при виході на міст крана встановлено кінцевий вимикач ВП16РЕ23Б-231-55 Т2.3.

2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

2.1 Вибір кінематичної схеми механізму



- | | |
|--|--------------------------------|
| 1. Электродвигун K21R160M6
N=7,5 кВт; n=960 об/хв.; IM 3001 | 6. Верхні блоки |
| 2. Редуктор 5Ц4вкф-250-200-38-Пшл Т2 | 7. Датчик сили ДСТ-Р2.0100-099 |
| 3. Гальмо ТГЕ-160-01 | 8. Підшипник 3522 |
| 4. Зубчаста втулка m=2,5; z=38 | 9. Підшипник 218 |
| 5. Зубчаста обойма m=2,5; z=38 | 10. Вимика УБ-250А Т2 |

Рисунок 2.1 – Кінематична схема механізму підйому

2.2 Вибір схеми та кратності поліспада

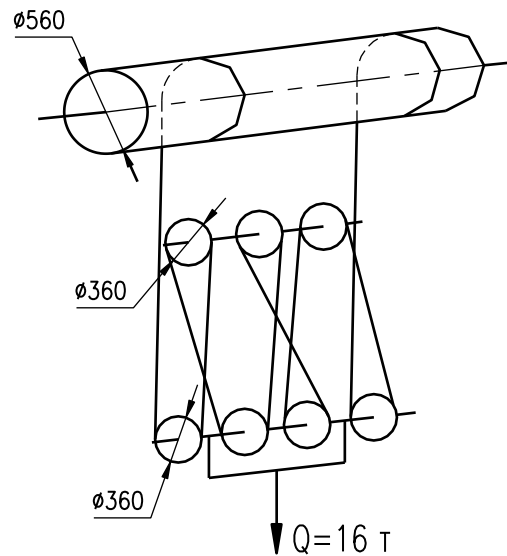


Рисунок 2.2 – Схема запасування каната механізму підйому

Таблиця 2.1 – Вихідні дані

Параметри	Позначення	Величина
Клас механізму за ISO 4301/1		M2
Вантажопідйомність механізму, т (кН)	Q	16 (156,96)
Маса підвіски, т (кН)	G _п	0,4 (3,924)
Максимально задана швидкість підйому, м/хв (м/с)	V	2 (0,0333)
Сумарна висота підйому, м	H	26,5
Кратність поліспада	m	4, здвоєний

Таким чином, обрано здвоєний поліспаст кратністю 4.

Визначаємо ККД поліспада

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{m-1}}{m}$$

(2.1)

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

де $\eta = 0,98$ - ККД одного блока на підшипниках кочення, що враховує втрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість каната;

m – кратність поліспаста;

n – кількість блоків.

2.3 Вибір вантажного каната

Номінальне зусилля у вітці каната, Н

$$S = \frac{(Q + G_n) \cdot 10^3}{2 \cdot m \cdot \eta_n} = \frac{(156,96 + 3,924) \times 1000}{2 \times 4 \times 0,98} = 20521 \quad (2.2)$$

$$S = \frac{(156,96 + 3,924) \times 1000}{2 \times 4 \times 0,98} = 20521,$$

де Q – вантажопідйомність механізму, кН;

G_n – маса підвіски, кН;

m – кратність поліспаста;

$\eta = 0,98$ – ККД блока на підшипниках кочення, що враховує втрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість каната;

Фактичний коефіцієнт запасу міцності каната

$$Z_\phi = \frac{S_p}{S} \quad (2.3)$$

$$Z_\phi = \frac{70,950}{20,521} = 3,46 > Z_p = 3,35,$$

де Z_p - коефіцієнт, що враховує умови використання каната (коефіцієнт запасу міцності)[Л.1,табл.2].

Відповідно до правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів для режиму роботи механізму М2 приймаємо

$$Z_p = 3,35.$$

Обираємо сталевий канат подвійного звивання конструкції 6×36 з органічним осердям.

Таблиця 2.2 – Вибір каната. Тип каната 11,5-Г-В-С-Н-Р-1670 ГОСТ 7668-80

Параметри	Позначення	Величин
Прийнятий діаметр каната, мм	d	11,5
Маркувальна група каната, МПа		1670
Розривне зусилля каната, кН	S _p	70,950

2.4 Розрахунок розмірів блоків і барабана

Визначаємо мінімальний діаметр барабана по середній лінії намотаного каната, мм:

$$D_1^{\min} = h_1 \cdot d \quad (2.4)$$

$$D_1^{\min} = 12,5 \cdot 11,5 = 144$$

де коефіцієнт вибору діаметра барабана $h_1 = 12,5$ [Л.1,табл.3]

Мінімальний діаметр верхнього блока по середній лінії намотаного каната, мм:

$$D_2^{\min} = h_2 \cdot d \quad (2.5)$$

$$D_2^{\min} = 14 \cdot 11,5 = 161,$$

де коефіцієнт вибору діаметра блока $h_2=14$ [Л.1,табл.3]

Таблиця 2.3 – Розрахунок розмірів блоків і барабанів

Параметри	Позначення	Величина
Конструктивно прийняті діаметри барабана, мм:		
по дну канавки	D_1	560
по середній лінії каната	D_{cp}	571,5
Конструктивно прийнятий діаметр верхнього блока, мм	D_2	360

2.5 Розрахунок потужності двигуна та його вибір

Коефіцієнт корисної дії механізму підйому визначається за формулою:

$$\eta_0 = \eta_n \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,904 \quad (2.6)$$

$$\eta_0 = 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.94 \cdot 0.99 = 0,904,$$

де $\eta_1 = 0,98$ - ККД барабана;

$\eta_2 = 0,94$ - ККД редуктора;

$\eta_3 = 0,99$ - ККД зубчастої муфти.

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт, визначається залежністю:

$$N_{cr} = k \frac{(Q + G_n) \cdot V}{\eta_0} \quad (2.7)$$

$$N_{cr} = 1,25 \frac{(156,96 + 3,924) \cdot 0,0333}{0,904} = 7,2,$$

де $k = 1,25$ - коефіцієнт динамічних перевантажень для механізму підйому;
 V – швидкість підйому [Л.8, стр. 86]

За результатами розрахунків обрано електродвигун виробництва компанії VEM (Німеччина) типу K21R160M6.

Номінальний крутний момент електродвигуна, Н·м, визначається за формулою:

$$M_{ном} = 9550 \frac{N}{n_{дв}} \quad (2.8)$$

$$M_{ном} = 9550 \frac{7,5}{960} = 75$$

Максимальний крутний момент електродвигуна, Н·м, визначається за формулою:

$$M_{max} = M_{н} \cdot \psi_{max} \quad (2.9)$$

$$M_{max} = 75 \cdot 2,5 = 187,5$$

де ψ_{max} - кратність максимального моменту

Таблиця 2.4 – Вибір електродвигуна

Параметра	Позначення	Значення
Марка електродвигуна	K21R160M6	
Номінальна потужність, кВт	N	7,5
Частота обертання вала, об/хв	n _{дв}	960

Момент інерції ротора,, кг·м ²	I_p	0,053
---	-------	-------

2.6 Вибір редуктора

Для забезпечення роботи механізму підйому при вантажопідйомності $Q = 16$ т і швидкості підйому $V = 0,0333$ м/с виконується вибір відповідної механічної передачі.

Необхідне передаточне відношення механізму визначається за формулою:

$$i_n = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_{об}}{60 \cdot m \cdot V} \quad (2.10)$$

$$i_n = \frac{3,14 \cdot 0,5715 \cdot 960}{60 \cdot 4 \cdot 0,0333} = 215$$

. На основі отриманих розрахунків обрано редуктор типу 5Ц4вкф-250-200-38-Пшл Т2 — циліндричний, чотириступеневий, вертикального виконання. Редуктор належить до серії 5Ц4вк, має міжосьову відстань тихохідної ступені 250 мм, номінальне передаточне число 280, кліматичне виконання У та категорію розміщення 1

Таблиця 2.4 – Вибір редуктора

Параметри	Позначення	Значення
Марка редуктора	5Ц4вкф-250-200-38-Пшл Т2	
Номінальне передаточне число	i_0	200

Фактична швидкість підйому вантажу визначається за формулою, м/с:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_{\phi\phi}}{60 \cdot i_o \cdot m} \quad (2.11)$$

$$V_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,5715 \cdot 960}{60 \cdot 200 \cdot 4} = 0,0359$$

2.7 Вибір гальма

Вибір гальмівного пристрою механізму підйому здійснюється на основі необхідного гальмівного моменту.

Необхідний гальмівний момент, Н·м, визначається за формулою:

$$M_T^H = k_T \cdot \frac{1000 \cdot (Q + G_n) \cdot D_{cp}}{2 \cdot m \cdot i_o} \cdot \eta_0' \quad (2.12)$$

$$M_T^H = 1,5 \cdot \frac{1000 \cdot (156,96 + 3,924) \cdot 0,5715}{2 \cdot 4 \cdot 200} \cdot 0,965 = 83,2 ,$$

де $k_T = 1,5$ - коефіцієнт запасу гальмування.

Коефіцієнт корисної дії механізму під час гальмування визначається за залежністю:

$$\eta_0' = \frac{1 + \eta_o}{2} \quad (2.13)$$

$$\eta_0' = \frac{1 + 0,904}{2} = 0,965$$

За результатами розрахунків та з урахуванням конструктивних вимог прийнято гальмо типу ТГЕ-160-01.

Таблиця 2.5 – Вибір гальма

Параметри	Позначення	Значення
Марка гальма	ТГЕ-160-01	
Максимальний гальмівний момент, Н·м	$[M_T]$	175

2.8 Розрахунок крутних моментів на валах механізму

Для оцінки навантаження елементів приводу визначаються крутні моменти на основних валах механізму підйому.

Крутний момент на барабані, Н·м, визначається за формулою:

$$M_B = \frac{S \cdot D_{CP}}{\eta_1} \quad (2.14)$$

$$M_B = \frac{20521 \cdot 0,5715}{0,98} = 11967$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора типу 5Ц4вкф-250-200-38-Пшл Т2, Н·м, розраховується за залежністю:

$$M_{IT} = \frac{M_B}{\eta_3} \quad (2.15)$$

$$M_{IT} = \frac{11967}{0,99} = 12088$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора
5Ц4вкф-250-200-38-Пшл Т2, кН·м визначається за формулою:

$$M_{1Б} = \frac{M_{1Г}}{i_0 \cdot \eta_1} \quad (2.16)$$

$$M_{1Б} = \frac{12088}{200 \cdot 0,98} = 61$$

Крутний момент на валу електродвигуна при номінальному навантаженні, Н·м, обчислюється за формулою:

$$M_{дв} = \frac{M_{1Б}}{\eta_M} \quad (2.17)$$

$$M_{дв} = \frac{61}{0,99} = 61,6 < 75 [M_{НОМ}]$$

2.9 Розрахунок нарізки барабана

Довжина однієї вітки каната, що намотується на барабан при підйомі вантажу на задану висоту $H = 26,5$ м (з урахуванням прийнятої схеми запасування), визначається за формулою:

$$L_{\kappa} = H \cdot m \quad (2.18)$$

$$L_{\kappa} = 26,5 \cdot 4 = 106$$

Кількість робочих витків нарізки барабана визначається за залежністю:

$$Z_p = \frac{L_k}{\pi \cdot D_{CP}} \quad (2.19)$$

$$Z_p = \frac{106}{3,14 \cdot 0,5715} = 59$$

Загальна кількість витків нарізки барабана обчислюється як сума:

$$Z = Z_p + Z_1 + Z_2 \quad (2.20)$$

$$Z = 59 + 2 + 1 = 62$$

де $z_1 = 2$ – кількість додаткових (розвантажувальних) витків, які залишаються на барабані після опускання вантажозахватного органа в крайнє нижнє положення;

$z_2 = 1$ – кількість запасних витків, що залишаються вільними після підйому в крайнє верхнє положення (з урахуванням можливого подовження каната).

Довжина нарізки барабана для однієї вітки каната, мм, визначається за формулою:

$$L_p = Z \cdot t \quad (2.21)$$

$$L_p = 62 \cdot 14 = 868,$$

де t - крок нарізки барабана.

Крок нарізки барабана визначається за формулою:

$$t \geq 1,125 \cdot d_k \quad (2.22)$$

$$t \geq 1,125 \cdot 11,5 = 14_{\text{мм}}$$

Як заготовку для виготовлення барабана прийнято литу трубу розміром $\emptyset 590 \times 530 \times 2050$ відповідно до ТУ 14-3-1747-90. Матеріал заготовки труби: 25Л ГОСТ 977-89

Допустиме напруження стиску матеріалу барабана, МПа, визначається за формулою:

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_m \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (2.23)$$

$$[\sigma_{сж}] = \frac{235 \cdot 1}{1,15 \cdot 1,75} = 116,$$

де $\sigma_m = 235$ - межа текучості матеріалу барабана, МПа;

$\gamma_c = 1$ - коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m = 1,15$ - коефіцієнт надійності за матеріалом;

$\gamma_n = 1,75$ - коефіцієнт надійності за призначенням.

Фактичне напруження стиску стінки барабана, МПа, визначається за залежністю:

$$\sigma_{сж} = \frac{S}{t \cdot \delta} < 116 [\sigma_{сж}] \quad (2.24)$$

$$\sigma_{сж} = \frac{20521}{14 \cdot 30} = 98 < 116 [\sigma_{сж}],$$

де $\delta_{\min} = 30$ - прийнята мінімальна товщина стінки барабана, мм

2.10 Розрахунок кріплення каната до барабана

Розрахункове натягнення каната в місці його закріплення, Н:

$$S' = \frac{S}{e^{f\alpha}} \quad (2.25)$$

$$S' = \frac{20521}{2,5} = 8208,$$

де $f = 0,1$ - — мінімальний коефіцієнт тертя між канатом і поверхнею

$\alpha = 3\pi$ - кут обхвату барабана розвантажувальними витками каната.

Для кріплення каната приймаємо болти М12 класу міцності 4.6 (сталь 20) відповідно до вимог ГОСТ 7798-70.

Необхідне натягнення всіх болтів кріплення, Н:

$$P = \frac{0,65 \cdot K \cdot S'}{W} \quad (2.26)$$

$$P = \frac{0,65 \cdot 1,25 \cdot 8208}{0,4} = 16673,$$

де $K = 1,25$ - коефіцієнт надійності кріплення;

$W = 0,4$ - коефіцієнт опору переміщенню каната під час його затискання притискними планками.

Допустиме напруження розтягу болтів, МПа:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_m \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (2.27)$$

$$[\sigma_p] = \frac{240 \cdot 0,4}{1,05 \cdot 1,5} = 60,$$

де $\sigma_m = 240$ - межа текучості матеріалу болтів, МПа;;

$\gamma_c = 0,4$ - коефіцієнт умов роботи;;

$\gamma_m = 1,05$ - коефіцієнт надійності за матеріалом;

$\gamma_n = 1,5$ - коефіцієнт надійності за призначенням.

Необхідна кількість болтів кріплення:

$$Z_{\delta}^{\min} = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_{in}^2 \cdot [\sigma_p]} \quad (2.28)$$

$$Z_{\delta}^{\min} = \frac{4 \cdot 16673}{3,14 \cdot 10,106^2 \cdot 60} = 3,5,$$

де $d_{in} = 10,106$ - внутрішній діаметр болта М12, мм.

З урахуванням вимог НПАОП прийнято 4 болти кріплення каната.

2.11 Розрахунок навантаження на опори барабана

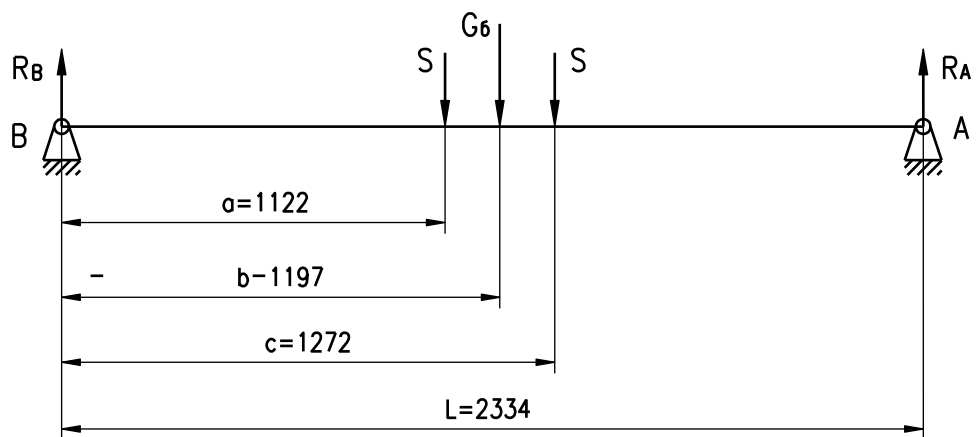


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема барабана

Реакція опори В підшипника, Н:

$$R_B = \frac{S \cdot (2 \cdot L - a - c) + G_B \cdot (L - b)}{L} \quad (2.29)$$

$$R_B = \frac{20521 \cdot (2 \cdot 2334 - 1122 - 1272) + 10300,5 \cdot (2334 - 1197)}{2334} = 25012$$

Реакція опори А підшипника (з боку редуктора), Н:

$$R_A = \frac{S \cdot (a + c) + G_B \cdot b}{L} \quad (2.30)$$

$$R_A = \frac{20521 \cdot (1122 + 1272) + 10300,5 \cdot 1197}{2334} = 26332,$$

де $G_B = 10300,5^*$ - навантаження від власної ваги барабана, (маса барабана прийнята за результатами попередніх розрахунків до розроблення робочих креслень проєкт).

2.12 Перевірка підшипника опори барабана

Для опори барабана прийнято підшипник 3522 згідно з вимогами ГОСТ 5721-75.

$$X_0 = 1, X = 1$$

Основні характеристики підшипника:

$C_0 = 553$ - статична вантажопідйомність, кН

$C = 410$ - динамічна вантажопідйомність, кН

Еквівалентне статичне навантаження на підшипник, кН:

Умова працездатності: $P_0 \leq C_0$

$$P_0 = X_0 \cdot R_A \leq C_0 \quad (2.31)$$

$$P_0 = 1 \cdot 26,3 = 26,3 \leq C_0$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, кН:

$$P = X \cdot R_A \cdot k_K \cdot k_b \cdot k_t \quad (2.32)$$

$$P = 1 \cdot 26,6 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 31,6,$$

де $k_K = 1$ - кінематичний коефіцієнт;

$k_b = 1,2$ - коефіцієнт динамічності механізму;

$k_t = 1$ - температурний коефіцієнт.

Розрахункова довговічність підшипника, год:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \geq [L_h] \quad (2.33)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 10} \cdot \left(\frac{410}{\frac{10}{3}} \right)^{\frac{10}{3}} = 8610300 \geq [L_h],$$

де $P = \frac{10}{3}$ - показник степеня для роликових підшипників;

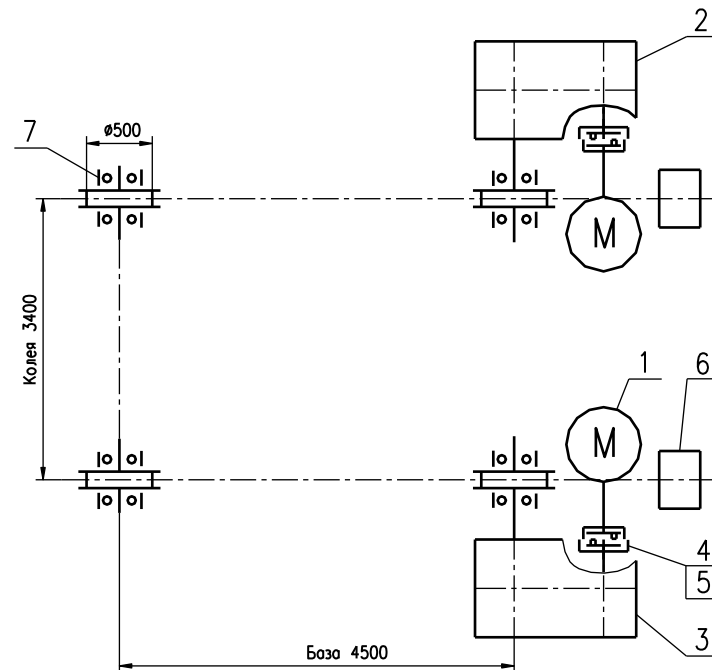
n_1 - частота обертання барабана, об/хв (розрахунку приймаємо $n_1 = 10$):

$$n_1 = \frac{n}{i_0} = 4,8;$$

$[L_h] = 40000$ год - мінімально допустима довговічність підшипників.

3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

3.1 Вибір кінематичної схеми механізму



1 Електродвигун В21R132MX6
із вбудованим гальмом ВFK 458-18,
потужність $N=5,5$ кВт; частота
обертання $n=955$ об/хв.; частота струму
50 Гц; напруга живлення 380 В;
виконання ІМ 3001

2 Редуктор 3ЦЗвкф-250-80-
17ПШП-Т1

3 Редуктор 3ЦЗвкф-250-80-
27ПШП-Т1

4 Зубчаста обойма $m=2,5$; $z=38$

5 Зубчаста втулка $m=2,5$; $z=38$

6 Протиугінний рейковий
захват

7 Підшипник 3622

Рисунок 3.1 - Кінематична схема механізму пересування крана

Таблиця 3.1 - Вихідні дані для розрахунку

Параметри	Позначення	Значення
Група класифікації механізму (за нормами FEM)		M2
Маса крана, т	m_k	26*
Вага крана, Н	$G_k = g m_k$	255060
Маса вантажу, що транспортується (секція затвора та захватна балка), т	m_l	6,5*
Вага вантажу, Н	$G_l = g m_l$	63765
Максимальна швидкість пересування крана, м/с (м/хв)	v	0,333 (20)
Діаметр ходового колеса, мм	D_w	500
Загальна кількість коліс	n_k	4
Кількість приводних коліс	n_p	2
Тип приводу а		Роздільний

*– Маса прийнята за результатами попередніх розрахунків до розроблення робочих креслень.

3.2 Визначення опору пересуванню крана без вантажу

Повний статичний опір пересуванню крана, Н:

$$W = W_t + W_i + W^b \quad (3.1)$$

$$W = 2726 + 957 + 14026 = 17709$$

де W_t - опір пересуванню крана, зумовлений силами тертя, Н:

$$W_t = (G_k + G_l) \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot \mu}{D_w} \cdot k_r \quad (3.2)$$

$$W_t = (255050 + 63765) \cdot \frac{0,015 \cdot 110 + 2 \cdot 0,6}{0,5} \cdot 1,5 = 2726,$$

де $\mu_s = 0,015$ - коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи ходового колеса;

$d_s = 110$ - діаметр цапфи колеса, мм

$\mu = 0,6$ - коефіцієнт тертя кочення;

$k_r = 1,5$ - коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рельсу.

W_i - — опір, спричинений ухилом підкранової колії, Н:

$$W_i = i_y (G_k + G_l) \quad (3.3)$$

$$W_i = 0,003(255050 + 63765) = 957,$$

де $i_y = 0,003$ - ухил підкранової колії.

W^b - сумарний опір від дії вітрового навантаження, кН (див. таблицю 3.2):

$$W^b = W_1^b + W_2^b + W_3^b + W_4^b + W_5^b + W_6^b + W_7^b + W_8^b + W_9^b + W_{10}^b \quad (3.4)$$

$$W^b = 5,45 + 2,49 + 2,99 + 0,106 + 0,12 + 1,49 + 0,06 + 0,56 + 0,66 + 0,1 = 14,026$$

3.3 Визначення опору пересуванню крана з вантажем

Повний статичний опір пересуванню крана, Н:

$$W^{bg} = W_t^{bg} + W_i^{bg} + W^{b.bg} \quad (3.5)$$

$$W^{bg} = 2181 + 765 + 13406 = 16352,$$

де W_t^{bg} - опір пересуванню крана, обумовлений силами тертя, Н:

$$W_t^{bg} = G_k \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot \mu}{D_w} \cdot k_r \quad (3.6)$$

$$W_t^{bg} = 255050 \frac{0,015 \cdot 110 + 2 \cdot 0,6}{0,5} \cdot 1,5 = 2181;$$

W_i^{bg} - опір, спричинений ухилом підкранових колій, Н:

$$W_i^{bg} = i_y G_k \quad (3.7)$$

$$W_i^{bg} = 0,003 \cdot 255050 = 765;$$

$W^{b.bg}$ - сумарний опір від вітрового навантаження, кН (див. таблицю 3.2):

$$W^{b.bg} = W_1^b + W_2^b + W_3^b + W_4^b + W_5^b + W_6^b + W_9^b + W_{10}^b \quad (3.8)$$

$$W^{b.bg} = 5,45 + 2,49 + 2,99 + 0,106 + 0,12 + 1,49 + 0,66 + 0,1 = 13,406$$

3.4 Вітрове навантаження робочого стану, що діє на елементи конструкції крана та вантаж

Вітрове навантаження на окремий елемент конструкції визначається за формулою:

$$W_i^{b(p)} = A_i \cdot q_0 \cdot k \cdot c_x \cdot n, \quad (3.9)$$

де A – наветрена площа елемента конструкції крана, m^2

$q_0 = 250 \text{ Па}$ – динамічний тиск вітру у робочому стані;

k – коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску вітру по висоті;

c_x – коефіцієнт лобового опору;

$n = 1$ – коефіцієнт надійності по вітровому навантаженню.

Таблиця 3.1 - Визначення опорів від вітрового навантаження робочого стану з вантажем при вітрі вздовж шляху крана

Наветрений елемент	Кількість	b_i, m	h_i, m	A_i, m^2	$q_0, \text{кПа}$	k^*	c_x	$W_i^p = A_i \cdot q_0 \cdot k \cdot c_x \cdot n$ кН
Шатер	1	2,67	5,44	14,52	0,25	1,25	1,2	$W_1^b = 5,45$
Металоконструкція крана:								
Головні балки мосту	2	1,0	4,144	4,144		1	11,2	$W_2^b = 2,49$
Ноги крана	4	0,524	4,75	2,489				$W_3^b = 2,99$
Ходові балки	2	0,4	0,44	0,176				$W_4^b = 0,106$
Підвіска	1	0,5	0,772	0,4				$W_5^b = 0,12$
Кабіна	1	2,2	2,255	4,961				$W_6^b = 1,49$
Захватна балка	1	0,4	0,5	0,2				$W_7^b = 0,06$
Секція затвора	1	0,85	2,2	1,87				$W_8^p = 0,56$
Механізм пересування крана	2	0,97 2	1,137	1,105				$W_9^p = 0,66$
Кабельний барабан	1	0,16	2,08	0,33				$W_{10}^b = 0,1$

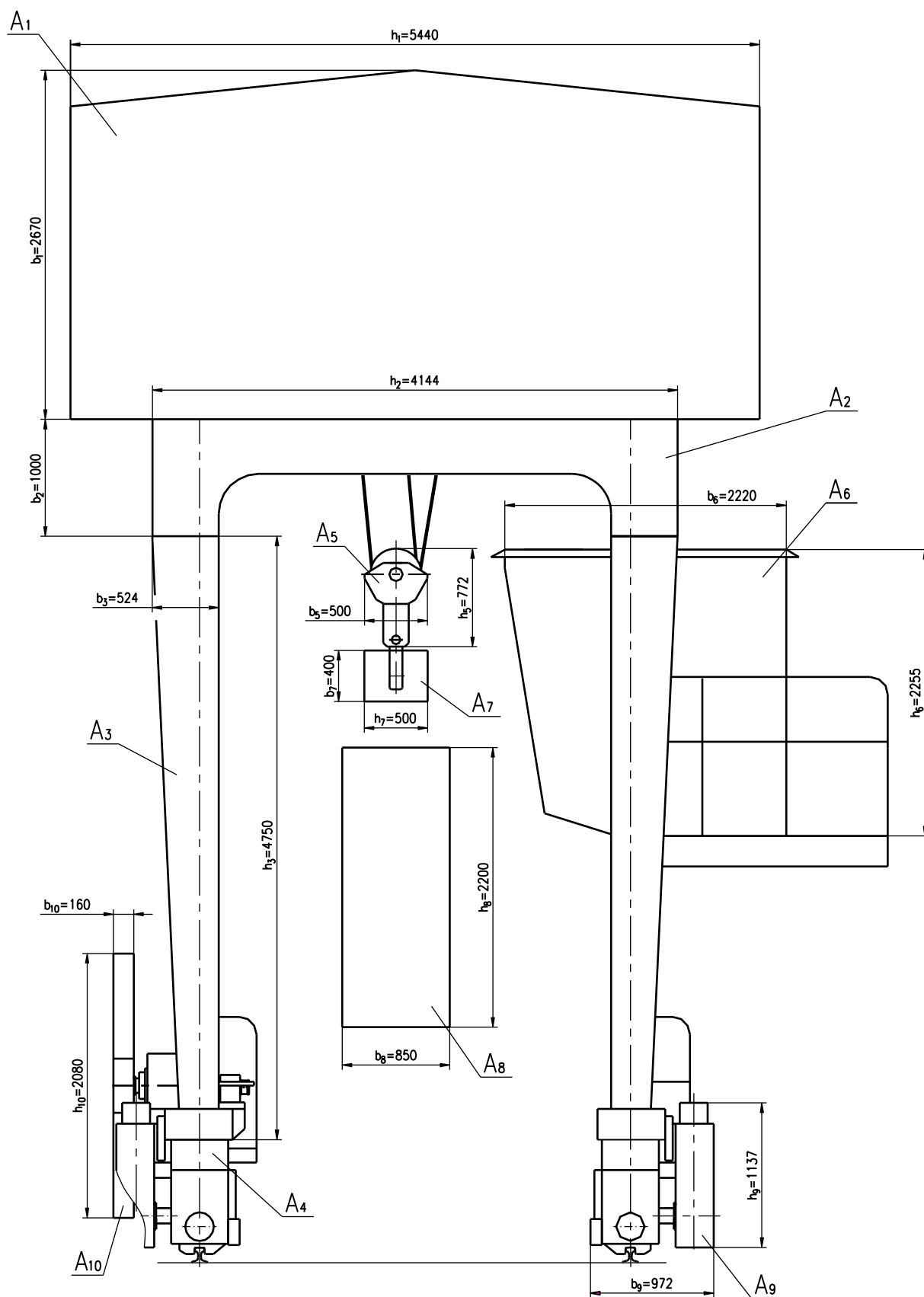


Рисунок 3.2 – Схема до розрахунку вітрового навантаження на кран при вітрі вздовж шляху крана

3.5 Визначення необхідної потужності двигуна та його вибір

ККД механізму пересування визначається за формулою:

$$\eta_o = \eta_w \cdot \eta_r \cdot \eta_c \quad (3.10)$$

$$\eta_o = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,94,$$

де $\eta_w = 0,98$ - ККД підшипників кочення ходового колеса;

$\eta_r = 0,97$ - ККД редуктора;

$\eta_c = 0,99$ - ККД зубчастої муфти.

Опір пересуванню крана, необхідний для вибору електродвигуна, Н:

$$W' = W_t + W_i + 0,7 \cdot W^b \quad (3.11)$$

$$W' = 2726 + 957 + 0,7 \cdot 14,026 = 16079$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт:

$$N = k \cdot \frac{W' \cdot v}{z_m \cdot \eta_o} \quad (3.12)$$

$$N = 1,25 \cdot \frac{16,079 \cdot 0,333}{2 \cdot 0,94} = 3,6,$$

де $z_m = 2$ - кількість приводів пересування;

$k = 1,25$ - коефіцієнт запасу потужності електродвигуна.

Для вибору приймаємо електродвигун з каталогу відповідно до потужності при ПВ = 40% та за умови виконання розрахункового навантаження: $N \leq N'$

Для механізму пересування крана обрано електродвигун В21R132МХ6 з наступними технічними характеристиками:

Таблиця 3.2 - Вибір механічної передачі механізму пересування крана

Параметри	Позначення	Значення
Номінальна потужність електродвигуна при ПВ 40%, кВт	N'	5,5
Частота обертання валу електродвигуна, об/хв	n	955
Кратність максимального моменту $M_{\max}/M_{\text{ном}}$ (за каталогом)		2,3
Момент інерції ротора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ (за каталогом)	I_r	0,046
ККД електродвигуна (за каталогом)	$\eta_{\text{дв}}$	0,83

Номінальний момент електродвигуна, Н·м:

$$M_{\text{ном}} = 9550 \frac{N'}{n} \quad (3.13)$$

$$M_{\text{ном}} = 9550 \frac{5,5}{955} = 55$$

Максимальний момент електродвигуна, Н·м:

$$M_{\max} = 2,3 \cdot M_{\text{ном}} \quad (3.14)$$

$$M_{\max} = 2,3 \cdot 55 = 126,5$$

Фактичний коефіцієнт запасу потужності електродвигуна:

$$k_f = \frac{N'}{N} \cdot k \quad (3.15)$$

$$k_f = \frac{5,5}{3,6} \cdot 1,25 = 1,9$$

3.6 Вибір редуктора

Необхідне передавальне відношення механізму визначається за формулою:

$$i = \frac{\pi \cdot D_w \cdot n}{10^3 \cdot v \cdot 60} \quad (3.16)$$

$$i = \frac{3,14 \cdot 500 \cdot 955}{10^3 \cdot 0,333 \cdot 60} = 75$$

Для механізму пересування крана обрано редуктор з каталогу при ПВ = 40% 3ЦЗвкф-250-80-17(27)-ПШП-Т2 з такими технічними характеристиками:

Таблиця 3.3 - Вибір механічної передачі механізму пересування крана

Параметр	Позначення	Значення
Установлений редуктор	3ЦЗвкф-250-80-17(27)-ПШП-Т2	
Номінальне передавальне відношення редуктора	i_r	80

Фактична швидкість пересування, м/с (м/хв):

$$v_f = \frac{\pi \cdot D_w \cdot n}{60 \cdot 10^3 \cdot i_r} \quad (3.17)$$

$$v_f = \frac{3,14 \cdot 500 \cdot 955}{60 \cdot 10^3 \cdot 80} = 0,312$$

Відхилення фактичної швидкості від заданої, %:

$$\Delta V = \frac{|v - v_f|}{v} \quad (3.18)$$

$$\Delta V = \frac{|0,333 - 0,312|}{0,333} = 6 \%$$

* - Відхилення фактичної швидкості від заданої більш ніж на 5% усувається за допомогою частотного регулювання швидкості обертання валу двигуна під час налаштування приводу.

3.7 Розрахунок крутних моментів на валах

Крутний момент на валу приводного колеса та на тихохідному валу редуктора 3ЦЗвкф-250-80-17(27)-Пшп-Т1, Н·м:

$$M_K = M_{k1} = \frac{W \cdot D_w}{2 \cdot n_p \cdot \eta_w} \leq [M_{тр}] \quad (3.19)$$

$$M_K = M_{k1} = \frac{17709 \cdot 0,5}{2 \cdot 2 \cdot 0,98} = 2259 \leq 5800 [M_{тр}],$$

де $[M_{тр}]$ - номінальний крутний момент на вихідному валу редуктора

3ЦЗвкф-250-80-17(27)-Пшп-Т1 (за каталогом при ПВ = 40%), Н·м

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора 3ЦЗвкф-250-80-17(27)-Пшп-Т1, Н·м:

$$M_{k2} = \frac{M_{k1}}{i_r \cdot \eta_r} \quad (3.20)$$

$$M_{k2} = \frac{2259}{80 \cdot 0,97} = 28,5$$

Крутящий момент на валу электродвигателя, Н·м:

$$M_{k3} = \frac{M_{k2}}{\eta_c} \quad (3.21)$$

$$M_{k3} = \frac{28,5}{0,99} = 28,8$$

3.8 Вибір гальма

Необхідний гальмовий момент одного гальма при русі під ухил визначається за формулою, Н·м:

$$M_T = \left\{ \left(W^b + W_i - \frac{W_t}{k_r} \right) \cdot \frac{D_w \cdot \eta_0}{n_T \cdot 2 \cdot i_r} + \frac{n}{9,55 \cdot n_T \cdot t_T} \cdot \left[z_m \cdot 1,2 \cdot (I_r + I_M) + \frac{(G_K + G_l) \cdot D_w^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_r^2} \right] \right\} \quad (3.22)$$

$$M_T = \left\{ \left(14026 + 957 - \frac{2726}{1,5} \right) \cdot \frac{0,5 \cdot 0,94}{2 \cdot 2 \cdot 80} + \frac{955}{9,55 \cdot 2 \cdot 3} \times \right. \\ \left. \times \left[2 \cdot 1,2 \cdot (0,046 + 0,038) + \frac{(255050 + 63765) \cdot 0,5^2 \cdot 0,94}{4 \cdot 80^2} \right] \right\} = 72,$$

де $t_T = 3$ - прийнятий час гальмування, с;

$I_M = 0,038$ - момент інерції півмуфти, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$n_T = 2$ - кількість гальм.

Таблиця 3.4 – Характеристика гальма

Параметри	Позначення	Значення
Позначення гальма (за каталогом електродвигуна)	ВFK458-18	
Максимальний гальмовий момент, Н·м (за каталогом електродвигуна)	$[M_T]$	150

3.9 Перевірка підшипників приводного колеса крана

Для підшипників приводного колеса крана проводиться перевірка на статичне та динамічне навантаження, Н:

$$R_{\max} = \frac{Q + G_k}{n_k} \quad (3.23)$$

$$R_{\max} = \frac{156960 + 255050}{4} = 103005$$

За навантаженнями, що виникають під час пересування крана з номінальним вантажем, проводимо перевірку підшипника на довговічність за еквівалентним динамічним навантаженням, Н.

$$R_R = \frac{G_k + G_l}{n_k} \quad (3.24)$$

$$R_R = \frac{255050 + 63765}{4} = 79706 \text{ Н}$$

У цьому випадку підшипники розраховуються з урахуванням горизонтальних поперечних сил R_{os} , що діють на колесо.

Додаткове радіальне навантаження на підшипник від дії сили R_{os} при відстані між підшипниками L , Н:

$$\Delta N = \frac{R_{os} \cdot D_w}{2 \cdot L} \quad (3.25)$$

$$\Delta N = \frac{7970,6 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,29} = 6871,$$

де $L = 290$ - відстань між підшипниками;

R_{os} - горизонтальний поперечний тиск на колесо, Н:

$$R_{os} = 0,1 \cdot R_R \quad (3.26)$$

$$R_{os} = 0,1 \cdot 79706 = 7970,6$$

Таблиця 3.5 – Перевірка підшипників приводного колеса крана

Параметри	Позначення	Значення
Конструктивно обраний підшипник 3622 $X = 1, Y = 1,79$		
Статична вантажопідйомність, Н	C_0	714000
Динамічна вантажопідйомність, Н	C	880000
Еквівалентне статичне навантаження на підшипник, Н $P_0 = X \cdot R'_{\max} = R'_{\max}$	P_0	51502,5 $P_0 < C_0$

Навантаження на підшипник, Н

$$N = R'_{\max} + \Delta N \quad (3.27)$$

$$N = 51502,5 + 6871 = 58373,5$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н

$$P = (X \cdot N + Y \cdot R_{os}) \cdot K_b \cdot K_t \quad (3.28)$$

$$P = (1 \cdot 58373,5 + 1,79 \cdot 7970,6) \cdot 1,5 \cdot 1 = 108483,$$

де $K_b = 1,5$ - коефіцієнт умов роботи ходових коліс механізму пересування крана;

$K_t = 1$ - температурний коефіцієнт

Довговічність підшипника, год:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_{kol}} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (3.29)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 12} \cdot \left(\frac{880000}{\frac{10}{3}} \right)^{\frac{10}{3}} = 1482394 > 10000[L_h],$$

де n_{kol} - частота обертання колеса, об/хв:

$$n_{kol} = \frac{n}{i_r} \quad (3.30)$$

$$n_{kol} = \frac{955}{80} = 12;$$

$P = \frac{10}{3}$ - показник ступеня для роликових підшипників;

$[L_h] = 10000$ - мінімальна довговічність підшипників, год;

4. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ

Таблиця 4.1 – Вихідні дані ПТМ

Показники	Позначення	Одиниці вимірювання	Розмір показника	
			Старий кран	Новий кран
1	2	3	4	5
Грузопідйомність	Q	т	16	16
Конструктивна маса	G	т	34	26
Робочі швидкості				
Пересування крана	V _{кр}	м/с.	0.25	0,333
Головний підйом	V _{гл.под.}	м/с.	0.0333	0,0333
Потужність двигунів	P _м	кВт	15	13
Режим роботи	ПВ	%	40	40
Тривалість робочого циклу	t	хв.	72	62,6
Кількість працівників	Ч	чел.	2	2
Ціна ПТМ	Ц	грн	4 025 226	3 078 114

Розрахунок річного економічного ефекту від використання нових засобів праці довгострокового користування з покращеними якісними характеристиками виконується за формулою:

$$E = \left[C_1 \cdot \alpha_{\Pi} \cdot \alpha_g + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (C_2 - C_1)}{P_2 + E_n} - C_2 \right] \cdot A_2 \quad (4.1)$$

де $A_2 = 1$ – річний обсяг введення нових машин, од.

$C_1 = 4\,025\,226$ грн. – ціна одиниці базового крана,

$\text{Ц}_2 = 3\,078\,114$ грн. – ціна одиниці нового крана.

α_{Π} коефіцієнт, що враховує підвищення продуктивності одиниці нового крана порівняно з базовим:

$$\alpha_{\Pi} = \frac{B_2}{B_1} \quad (4.2)$$

$$\alpha_{\Pi} = \frac{72}{62.6} = 1,15;$$

α_g - коефіцієнт, що враховує зміну терміну служби нової машини порівняно з базовою:

$$\alpha_g = \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} \quad (4.3)$$

$$\alpha_g = \frac{0.04 + 0.15}{0.04 + 0.15} = 1,$$

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

$$P_1 = P_2 = 1/T$$

$$P_1 = P_2 = 1/25 = 0,04, \quad (4.4)$$

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

$E_n = 0,15$ – Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень[14],

$$\frac{(I_1' - I_2') - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - \text{ці показники використовуються для визначення}$$

економії споживача на поточних витратах експлуатації та відрахуваннях капітальних вкладень протягом всього строку служби нової машини порівняно з базовою.

де I_1' , I_2' - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні відповідно базової та нової машини, розраховані на обсяг робіт, що виконується за допомогою нової машини, грн.

Експлуатаційні витрати базової машини::

$$I_1' = (З_{зп} + З_A + З_E + З_P) \cdot \alpha_{п}, \quad (4.5)$$

$$I_1' = (90\,675 + 1\,231\,245,6 + 3\,554 + 19\,668) \cdot 1,15 = 1\,546\,914 \text{ грн.}$$

де $З_{зп}$ - річні витрати на заробітну плату працівників,:

$$З_{зп} = k \cdot n \cdot \Phi \cdot C_{ч} \cdot K_n, \quad (4.6)$$

$$З_{зп} = 1 \cdot 2 \cdot 2015 \cdot 1,5 \cdot 15 = 90\,675 \text{ грн.}$$

де $n = 2$ - кількість робітників у зміні,

$k = 1$ - кількість змін,

$\Phi = 2015$ рік. - річний фонд робочого часу,

$C_{ч} = 15$ грн. - часова тарифна ставка,

$K_n = 1,33 \dots 1,58$ - коефіцієнт нарахувань на зарплату з урахуванням відрахувань на соціальне страхування [14],

$З_A$ - сума амортизаційних відчислень:

$$З_A = a_k \cdot Ц \quad (4.7)$$

$$З_A = 0.4 \cdot 3\,078\,114 = 1\,231\,245,6 \text{ грн.},$$

де $a_k = 40\%$ – норма на капітальний ремонт [14],

Π – цена машини;

$З_e$ – річні затрати на електроенергію:

$$З_e = \Pi \cdot \Phi \cdot K_b \cdot K_m \cdot 0,01 \cdot \Pi B \cdot P_m \quad (4.8)$$

$$З_e = 1,47 \cdot 2015 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 40 \cdot 15 = 3\,554 \text{ грн.}$$

де $\Pi = 1,47$ грн. – вартість 1 кВт/годину. електроенергії,

$K_b = 0,2 \dots 0,5$ – коефіцієнт використання календарного фонду часу машин;

$K_m = 0,4 \dots 0,7$ – коефіцієнт використання потужності,

$\Pi B = 40\%$ - тривалість включення для режиму,

$P_m = 15$ кВт – потужність всіх електродвигунів,

$З_p$ – витрати на ремонт та технічне обслуговування крана:

$$З_p = З_{то} + З_m, \quad (4.9)$$

$$З_p = 15\,129 + 4\,539 = 19\,668 \text{ грн.}$$

де $З_{то}$ – витрати на ремонт та технічне обслуговування:

$$З_{то} = C_p \cdot \Pi_{cp} \cdot K_n \cdot t_p, \quad (4.10)$$

$$З_{то} = 2 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 15\,129 \text{ грн.}$$

де $C_p = 2$ – середня годинна ставка ремонтного робітника,

$\Pi_{cp} = 4,1$ – середній тарифний розряд ремонтних робіт,

$K_n = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплату з урахуванням відрахувань на соціальне страхування [14],

$t_p = 1230$ год. – річна трудомісткість ТО та Р для козлового крана [17],

Z_m – витрати на матеріали:

$$Z_m = Z_{TO} \cdot K_m, \quad (4.11)$$

$$Z_m = 15\,129 \cdot 0,3 = 4\,539 \text{ грн.}$$

де $K_m = 0,2 \dots 0,4$ – коефіцієнт витрат на ремонтні матеріали [14],

Отже, експлуатаційні витрати розраховуються таким чином:

$$I_1' = 1\,546\,914 \text{ грн.}$$

Експлуатаційні витрати для нової машини:

$$I_2' = (Z_{3П} + Z_A + Z_E + Z_P) \cdot \alpha_{П} \quad (4.12)$$

$$I_2' = (90\,675 + 1\,610\,090,4 + 3\,081 + 19\,668) \cdot 1,15 = 1\,982\,042 \text{ грн.}$$

$Z_{3П}$ – річні витрати на заробітку плату:

$$Z_{3П} = k \cdot n \cdot \Phi \cdot C_{\text{ч}} \cdot K_n, \quad (4.13)$$

$$Z_{3П} = 1 \cdot 2 \cdot 2015 \cdot 1,5 \cdot 15 = 90\,675 \text{ грн.}$$

Z_A – сума амортизаційних відрахувань:

$$Z_A = a_{\kappa} \cdot C \quad (4.14)$$

$$З_A = 0.4 \cdot 4\,025\,226 = 1\,610\,090,4 \text{ грн.},$$

$З_e$ – річні витрати на електроенергію:

$$З_e = Ц \cdot \Phi \cdot K_B \cdot K_M \cdot 0,01 \cdot ПВ \cdot P_M \quad (4.15)$$

$$З_e = 1,47 \cdot 2015 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 40 \cdot 13 = 3\,081 \text{ грн.}$$

$З_p$ – витрати на ремонт и технічне обслуговування крана:

$$З_p = З_{то} + З_M \quad (4.16)$$

$$З_p = 15\,129 + 4\,539 = 19\,668 \text{ грн.},$$

де $З_{то}$ – витрати на ремонт и технічне обслуговування:

$$З_{то} = 15\,129 \text{ грн.}$$

$З_M$ – витрати на матеріали:

$$З_M = 15\,129 \cdot 0,3 = 4\,539 \text{ грн.}$$

Експлуатаційні витрати:

$$И_2' = 1\,982\,042 \text{ грн.}$$

Відповідно, розрахунок річного економічного ефекту від впровадження нових засобів праці тривалого користування з покращеними якісними характеристиками здійснюється за формулою:

$$E = \left[C_1 \cdot \alpha_{\Pi} \cdot \alpha_g + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (C_2 - C_1)}{P_2 + E_n} - C_2 \right] \cdot A_2 \quad (4.1)$$

Перевірка економічної доцільності проекту базується на порівнянні ефективності використання базової машини та нової. Оцінюється прискорення технологічного процесу за рахунок підвищення робочих швидкостей і зниження витрат електроенергії, що досягається шляхом виключення зайвого механізму та зменшення конструктивної маси, з одного боку, та витрат на придбання нового крана – з іншого. При цьому показник відповідності становив $\alpha_3 = 1,15$, а річний економічний ефект складає 8 469 грн.

Таблиця 4.2 – Економічні показники ПТМ

Показники	Позначення	Одиниці виміру	Значення показника
1	2	3	4
Ціна старого крана	Цс	грн	4 025 226
Ціна нового крана	Ц	грн	3 078 114
Економічний ефект	Е	грн	8 469
Термін експлуатації ПТМ	Те	Лет	25

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

У цьому розділі наведені основні заходи щодо забезпечення безпечних умов праці під час проведення реконструкції спеціального козлового крану.

5.1. Аналіз потенційних небезпек

а) Невідповідна організація робочого місця інженера-механіка у технологічному бюро на постійному робочому місці може призвести до зниження продуктивності та швидкої втомлюваності працівника.

б) Ризик ураження електричним струмом. Основними факторами є: порушення правил електробезпеки, технічні несправності енергоспоживального обладнання (наприклад, виникнення напруги на ізольованих частинах), відсутність надійного заземлення або занулення. Це може спричинити травми або смертельні випадки.

в) Можливість аварійних ситуацій, якщо проєкт не передбачає використання автоматичних блокувальних систем та захисних пристроїв.

г) Конструктивні недоліки у вузлах і системах машин, здатні спричинити аварії або відмову обладнання під час експлуатації.

д) Незадовільний контроль за експлуатацією та обліком ПТМ, що підвищує ймовірність поломок та нещасних випадків.

е) Несприятливі параметри мікроклімату в адміністративних та конструкторських приміщеннях через неналежну роботу систем опалення або вентиляції, що знижує комфорт праці та може призвести до професійних захворювань.

ж) Недостатнє освітлення робочих зон, викликане технічними несправностями або невдалим вибором освітлювальних приладів, що негативно впливає на зір і концентрацію уваги працівників.

з) Пожежна небезпека, яка може виникнути через порушення правил пожежної безпеки, витік горючих газів або коротке замикання, що здатне призвести до травм і матеріальних збитків.

і) Нестійкість промислових об'єктів або помилки персоналу в умовах надзвичайних ситуацій. Причини: незадовільний стан будівель і мереж, низька підготовка персоналу до дій під час ЧС, неефективне управління, що може спричинити тяжкі травми або летальні випадки.

5.2. Заходи із забезпечення техніки безпеки

Заходи з забезпечення техніки безпеки

а) Організація робочих місць. Відповідно до ч. 1 ст. 13 Закону про охорону праці, роботодавець зобов'язаний створити безпечні та здорові умови праці на кожному робочому місці структурного підрозділу відповідно до нормативних вимог. Площа та об'єм приміщень, де розташовані персональні комп'ютери, визначаються згідно з чинними санітарними нормами. Відповідно до ГСанПіН 3.3.2.007-98 для одного робочого місця з ПК встановлені такі мінімальні параметри:

- площа – не менше 6,0 м²;
- об'єм – не менше 20,0 м³.

У таких приміщеннях повинні бути аптечки першої допомоги, автоматичні системи пожежної сигналізації та переносні вуглекислотні вогнегасники, з вільним доступом до них.

Робочі місця мають розташовуватися так, щоб природне освітлення падало переважно зліва (п. 4.3 ГСанПіН 3.3.2.007-98). Конструкція столу і робочого місця ПК повинна забезпечувати підтримку правильної робочої пози

працівника. Столи мають відповідати сучасним ергономічним вимогам та забезпечувати зручне розташування обладнання (дисплея, клавіатури, принтера) та документації.

Висота стільниці, ширина та глибина столів визначаються так, щоб виконання операцій відбувалося в зоні досяжності рук.

Робоче крісло має бути регульованим за висотою та кутом нахилу спинки і сидіння, з можливістю легкої та надійної фіксації параметрів. Поверхня сидіння та спинки повинна бути напівм'якою, з антиковзким та легко очищуваним покриттям, що не електризується (п. 4.12 ГСанПіН 3.3.2.007-98).

Для осіб, чий ноги не дістають до підлоги, робочий стіл повинен мати підставку для ніг, розміри та конструкція якої відповідають нормативам.

Приміщення обладнуються шафами, полицями, стелажми та тумбами для зберігання документів і носіїв інформації з урахуванням площі приміщення. Підлога повинна бути рівною, нековзкою, антистатичною. Забороняється використовувати для оздоблення приміщень полімери, що виділяють шкідливі речовини (ДСП, моючі шпалери, рулонні синтетичні покриття тощо).

б) Захист від ураження електричним струмом. До виконання робіт допускаються особи віком від 18 років, які пройшли навчання та перевірку знань з електробезпеки відповідно до ДНАОП 1.1.10-1.01-2000 і отримали допуск потрібної групи.

Електрообладнання має відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98 та інших нормативних документів. Експлуатація та ремонт здійснюється лише підготовленим персоналом. Для кожного електроприймача складаються схеми нормальної та аварійної роботи.

Основні заходи захисту:

- розташування токоведучих частин на недоступній висоті (до 1000 В – $\geq 3,5$ м, понад 1000 В – ≥ 6 м);
- ізоляція проводів з мінімальним опором $\geq 0,5$ МОм;

- подвійна електроізоляція як ефективний захід;
- захисне заземлення або занулення обладнання відповідно до ПУЕ-2009;

- використання діелектричних килимків та інших засобів захисту.

в) Запобігання аваріям та поломкам. Усі робочі органи та пристрої для захоплення, затискання або підйому вантажів повинні бути оснащені захисними механізмами, які виключають самовільне включення приводів при відновленні електропостачання.

Для попередження аварій застосовуються блокувальні пристрої: механічні, електромеханічні та електричні. Грузопідйомні машини обладнуються пристроями автоматичної зупинки при досягненні кінцевих положень або при перегрузці (ГОСТ 12.2.071-90). Крани оснащуються електроблокуванням дверей кабін, люків та протиугонними механізмами. Сигнальні пристрої забезпечують інформацію про стан обладнання та процесу, поділяються на оперативні, попереджувальні та ідентифікаційні.

Технічні характеристики обладнання повинні відповідати антропометричним, фізіологічним та психологічним можливостям людини, забезпечувати безпечні та зручні умови роботи.

г) Ергономічні вимоги. Кабіни кранів розташовуються так, щоб оператор мав огляд вантажозахоплювального пристрою та точки підвішування вантажу (ГОСТ 27584-88).

Сидіння кабін повинне забезпечувати зручну роботу з усіма важелями управління.

Двері відкриваються всередину, автоматичне блокування дозволяє роботу крана лише при закритих дверях.

Кабіни обладнуються системами опалення, фільтрації та кондиціонування для комфортних умов праці.

д) Реєстрація та технічний контроль ПТМ. Для реєстрації нового крана подається паспорт виробника або його дублікат. Для експлуатованого обладнання – паспорт від експертних або уповноважених організацій.

Рішення про допуск до експлуатації приймається за результатами приймально-здавальних випробувань та технічного огляду. Крани та машини проходять первинний, періодичний та позаплановий технічний огляд відповідно до НПАОП 0.00-8.18-04.

5.3 Заходи із забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці

а) Для створення нормативних мікрокліматичних умов в адміністративних приміщеннях (табл. 5.1) передбачається застосування систем водяного опалення та кондиціювання повітря.

У теплий період року з метою зниження температури повітря у робочій зоні необхідно використовувати природну вентиляцію або системи кондиціювання повітря, а також витяжну вентиляцію відповідно до вимог СНіП 2.04.05-91 «Опалення, вентиляція і кондиціювання».

У холодний період року підтримання нормативних параметрів мікроклімату забезпечується роботою системи опалення разом із припливно-витяжною вентиляцією, обладнаною функцією підігріву зовнішнього повітря.

Таблиця 5.1 - Параметри мікроклімату в адміністративних приміщеннях згідно з ДСН 3.3.6-042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»

Пора року	Категорія робіт	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний період року	Роботи середньої	18-20	60-40	0,1
Теплий період року	Роботи середньої	21-23	60-40	0,1

Вибір кондиціонера

Визначаємо величину прямої ($q_{B.П.}$) та розсіяної ($q_{B.P.}$) сонячної радіації о 17 годині:

$$q_{B.П.} = 344 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$$

$$q_{B.P.} = 95 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти, що надходить до приміщення через подвійне застелення у розрахунковий час, визначається за відповідною залежністю:

де q_o, q_1 – кількість теплоти, що надходить через світлові прорізи, які піддаються та не піддаються впливу прямої сонячної радіації;

K_1 – коефіцієнт пропускання для подвійного безрамного незабрудненого застелення становить - 0,9;

K_2 – коефіцієнт з урахуванням незначного забруднення скла - 0,95;

$$q_o = (q_{B.П.} + q_{B.P.}) \cdot K_1 \cdot K_2 = (344 + 95) \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 375,35 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$$

Площа віконного прорізу, на яку безпосередньо потрапляє сонячне випромінювання, визначається розрахунковим способом.

$$F_{np} = F_{o.o} - F_p = 2,4 - 0,27 = 2,13 \text{ м}^2$$

Загальна кількість теплоти, що надходить у приміщення через віконні прорізи, обчислюється з урахуванням:

$$Q_{o,np} = (q_o \cdot F_{np} + q_1 \cdot F_p) \cdot K_{nid}$$

де F_n, F_p – площа заповнення світлового прорізу, що отримує пряму та розсіяну сонячну радіацію, м^2 ;

$K_{\text{нід}}$ – коефіцієнт відносного проникнення сонячного випромінювання через світлопрозорі конструкції;

$$Q_{\text{о.пр}} = (375,35 \cdot 2,13 + 81,23 \cdot 0,27) \cdot 0,8 = 821,43 \text{ ккал} / (\text{час} \cdot \text{м}^2)$$

Теплові надходження від системи освітлення визначаються залежно від встановленої потужності світильників:

$$Q_{\text{осв}} = 860 \cdot n \cdot N_{\text{осв}}$$

де n – коефіцієнт переходу електричної енергії у теплову. Для люмінесцентних ламп приймається, $n = 0,5$.

$N_{\text{осв}}$ – сумарна потужність освітлювальних приладів, кВт.;

$$Q_{\text{осв}} = 860 \cdot 0,5 \cdot 0,8 = 344 \text{ ккал} / \text{год}$$

Тепловиділення від людей. Кількість теплоти, що виділяється працівниками у приміщенні, визначається відповідно до нормативних теплових характеристик людини залежно від категорії виконуваних робіт.

$$Q_{\text{л}} = 130 \cdot 6 + 130 \cdot 6 \cdot 0,85 = 1443 \text{ ккал} / \text{год}$$

Сумарна кількість теплоти у розрахунковий період, яку необхідно відвести системою кондиціонування повітря, визначається як сума всіх джерел тепловиділень (сонячної радіації; штучного освітлення; людей; внутрішніх теплових надходжень обладнання).

Час, необхідний для охолодження повітря в приміщенні зазначеним кондиціонером, визначається відповідним теплотехнічним розрахунком.:

$$Q_{\text{ваг}} = Q_{\text{о.пр.}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{л}} = 821,43 + 344 + 1443 = 2608,43 \text{ ккал} / \text{год}$$

Оскільки площа приміщення становить 20 м², найбільш раціональним є застосування кондиціонера типу SUZUKI SST-A09Z із холодопродуктивністю 2600 ккал/год.

Время, необходимое для охлаждения помещения с помощью этого кондиционера:

$$\tau = \frac{C \cdot \gamma \cdot v \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{норм.}})}{1,63 \cdot 3600 \cdot Q_{\text{конд.}}} = \frac{1000 \cdot 1,2 \cdot 90 \cdot (27 - 2,2)}{1,63 \cdot 3600 \cdot 2600} = 0,05 \text{ час.}$$

б) Забезпечення нормативного освітлення робочої зони.

Для створення безпечних і комфортних умов праці передбачається організація раціональної системи освітлення робочого простору.

Рівень освітленості повинен відповідати вимогам ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення. Норми проектування» з урахуванням характеру зорової роботи (VII розряд, освітленість не менше 200 лк).

Недостатній рівень освітлення робочого місця призводить до:

- зниження продуктивності праці;
- погіршення якості виконуваних операцій;
- підвищення ризику виробничого травматизму.

Низька освітленість спричиняє зоровий дискомфорт, що проявляється відчуттям напруження, швидкою втомлюваністю очей та зниженням концентрації уваги. Тривала робота за таких умов викликає загальну втому організму та перевантаження зорового аналізатора.

Освітлення виконує не лише функцію забезпечення видимості, а й має психологічний, фізіологічний та естетичний вплив на людину, формуючи комфортність робочого середовища.

Особливості освітлення робочих місць користувачів ПК.

Особливу увагу необхідно приділяти освітленню робочих місць операторів персональних комп'ютерів, оскільки серед них поширені астенопічні прояви:

- різь та біль в очах;
- дискомфорт у надбрівній ділянці;
- нечіткість та розмитість зображення.

Тривала фіксація погляду на матовій поверхні екрана монітора зменшує частоту моргання, що призводить до пересихання рогівки ока та розвитку синдрому «сухого ока».

Використання моніторів із підвищеною пульсацією світлового потоку викликає швидку зорову та загальну втому, а також відчуття дискомфорту.

Сліпуча дія світильників на робочих місцях із ПК є більш вираженою через майже горизонтальний напрямок лінії зору користувача. Це зменшує захисний кут від джерел засліплення (світильників, вікон тощо) та може спричиняти функціональні порушення зору.

Застосування кольорових шрифтів підвищує навантаження на органи зору, оскільки різні кольори мають різну довжину світлових хвиль і сприймаються оком на різних відстанях, що потребує додаткової адаптації порівняно з чорно-білим зображенням.

5.4 Заходи із забезпечення пожежної безпеки

Основними причинами виникнення пожеж і вибухів на підприємствах є порушення встановлених норм і правил пожежної безпеки, а також недотримання вимог Закону України «Про пожежну безпеку».

До небезпечних факторів пожежі та вибуху, що можуть спричинити травмування працівників, отруєння, загибель людей або матеріальні збитки, належать:

- відкрите полум'я та іскри;
- підвищена температура навколишнього середовища;
- токсичні продукти горіння;

- задимлення приміщень;
- зниження концентрації кисню у повітрі;
- руйнування будівель і конструкцій.

Аналіз статистики пожеж свідчить, що близько 85 % випадків виникають через необережність персоналу, недбале ставлення до вимог безпеки та недостатній рівень обізнаності працівників із правилами пожежної безпеки. У зв'язку з цим суттєве зменшення кількості пожеж можливе за умови впровадження комплексної системи протипожежних заходів.

Основні заходи протипожежного захисту підприємства.

Розроблення та впровадження комплексної системи забезпечення пожежної безпеки підприємства відповідно до вимог ст. 5 Закону України «Про пожежну безпеку» та п. 2.3 НАПБ А.01.001-04.

Щорічне видання наказу керівника підприємства «Про організацію пожежної безпеки на підприємстві на наступний рік».

Організація проведення протипожежних інструктажів і спеціального навчання працівників (пожежно-технічного мінімуму) згідно з Типовим положенням про інструктажі, спеціальне навчання та перевірку знань з питань пожежної безпеки, затвердженим наказом МНС України від 29.09.2003 № 368.

Усі працівники під час прийняття на роботу та в процесі трудової діяльності повинні проходити такі види інструктажів:

- вступний;
- первинний на робочому місці;
- повторний;
- позаплановий;
- цільовий.

Допуск до роботи осіб, які не пройшли навчання, інструктаж або перевірку знань з пожежної безпеки, забороняється.

Визначення спеціально обладнаних місць для куріння, встановлення порядку використання відкритого вогню, електронагрівальних приладів та проведення вогневих робіт.

Оснащення об'єктів підприємства системами блискавкозахисту та підтримання їх у справному стані відповідно до вимог ВСН 58-87 і РД 34.21.122-87.

Розміщення на території підприємства знаків пожежної безпеки, виконаних згідно з вимогами ГОСТ 12.4.026-76 «ССБП. Кольори сигнальні та знаки безпеки» та ДСТУ ISO 6309:2007.

Створення пожежно-технічної комісії підприємства та організація її роботи відповідно до Типового положення про ПТК (наказ МНС України від 11.02.2004 № 70).

Залучення працівників до профілактики пожеж шляхом створення добровільних пожежних дружин (команд) відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України від 25.02.2009 № 136.

Забезпечення території та приміщень підприємства первинними засобами пожежогасіння відповідно до Правил пожежної безпеки в Україні, Типових норм належності вогнегасників (наказ МНС України № 151 від 02.04.2004) та Правил експлуатації вогнегасників (наказ МНС № 152 від 02.04.2004).

Оснащення об'єктів автоматичними системами пожежогасіння та пожежної сигналізації відповідно до переліку об'єктів, що підлягають обов'язковому обладнанню такими системами (наказ МНС України від 22.08.2005 № 161).

Формування нормативного запасу води для зовнішнього пожежогасіння згідно з вимогами СНіП 2.04.02-84 «Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди».

Проведення державної експертизи проєктно-кошторисної документації з питань пожежної безпеки відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України від 11.04.2002 № 483.

Організація системи оповіщення працівників про пожежу та ознайомлення персоналу з порядком дій у разі її виникнення. У приміщеннях

біля телефонів необхідно розміщувати таблички із зазначенням номера виклику пожежно-рятувальної служби.

Керівник підприємства зобов'язаний вживати відповідних заходів реагування у разі порушення працівниками встановленого протипожежного режиму або невиконання вимог нормативно-правових актів у сфері пожежної безпеки.

У випадках виникнення пожеж керівник підприємства забезпечує проведення службового розслідування відповідно до Порядку обліку пожеж та їх наслідків, затвердженого Постановою Кабінету Міністрів України від 26.12.2003 № 2030.

5.5 Заходи із забезпечення умов праці у надзвичайних ситуаціях

Підвищення стійкості забезпечення електроенергією, газом та водою.

Підвищення надійності системи електропостачання підприємства досягається підключенням його до двох і більше незалежних джерел живлення, розташованих на такій відстані, яка виключає можливість їх одночасного пошкодження внаслідок надзвичайної ситуації.

За відсутності технічної можливості підключення до декількох джерел електроживлення необхідно передбачити резервне автономне джерело електроенергії, здатне забезпечити безперебійну роботу основних виробничих процесів.

Доцільним є виконання заходів із захисту діючих та будівництва резервних трансформаторних підстанцій, а також розміщення розподільчої апаратури й контрольно-вимірювальних приладів у захисних спорудах. Для підвищення надійності електропостачання рекомендується заміна повітряних ліній електропередачі на підземні кабельні мережі.

З метою запобігання пошкодженню електромереж необхідно встановлювати автоматичні пристрої захисту, що забезпечують відключення мереж у разі виникнення перенапруг, спричинених дією потужних електромагнітних полів.

На багатьох підприємствах газ використовується як паливо або як технологічна сировина. У випадку руйнування газових мереж можливе виникнення вторинних уражаючих факторів, пов'язаних із вибухами чи пожежами.

Для підвищення стійкості газопостачання рекомендується:

передбачати підземні резервуари-акумулятори газу;

створювати аварійні запаси альтернативних видів палива;

встановлювати запірну арматуру та дистанційно керовані засувки на газопроводах, що дозволяють автоматично перекривати або перенаправляти подачу газу у разі пошкодження трубопроводів.

Порушення роботи системи водопостачання може призвести до зупинки виробництва та припинення технологічних процесів. Для забезпечення стабільного функціонування підприємства необхідно:

- створення резервних джерел водопостачання;

- прокладання водопровідних мереж із заглибленням у ґрунт;

- застосування оборотних систем водопостачання з повторним використанням води для технічних потреб.

Заходи забезпечення безпеки праці в умовах надзвичайних ситуацій

Основними напрямками забезпечення безпеки персоналу є:

- проведення обов'язкових інструктажів з охорони праці під час роботи з потенційно небезпечними механізмами та обладнанням;

- регулярна перевірка та атестація обладнання уповноваженими органами технічного контролю;

- встановлення захисних огорожень, що унеможливають доступ працівників до небезпечних зон і контакт із рухомими частинами механізмів.

Для підтримання нормативних параметрів мікроклімату в адміністративних і побутових приміщеннях передбачено застосування систем опалення, вентиляції та повітрообміну.

З метою забезпечення пожежної безпеки підприємство оснащується комплексом протипожежних засобів, зокрема:

- системами протипожежного водопостачання;
- вогнегасниками;
- ящиками з піском та іншими первинними засобами пожежогасіння.

Безпека працівників у надзвичайних ситуаціях забезпечується шляхом:

- проведення регулярних навчань і тренувань з відпрацювання дій у разі аварійних ситуацій;

- підвищення стійкості будівель і споруд;

- створення, технічного обслуговування та підтримання у працездатному стані систем захисту, оповіщення та евакуації персоналу із небезпечних зон.

ВИСНОВОК

У дипломному проєкті виконано проєктний розрахунок механізмів спеціального козлового електричного крана, призначеного для виконання маневрових операцій із ремонтними затворами відсмоктувальних труб нижнього б'єфа гідроелектростанції.

У процесі виконання дипломної роботи було вирішено такі основні завдання:

- виконано розрахунок механізму підйому вантажу;
- проведено розрахунок механізму пересування крана;
- визначено економічну ефективність реконструкції крана;
- розроблено комплекс заходів з охорони праці та безпеки експлуатації обладнання.

Отримані в результаті розрахунків технічні параметри крана незначною мірою відрізняються від вихідних заданих значень, при цьому всі відхилення знаходяться в межах допустимих норм, що підтверджує правильність прийнятих конструктивних і розрахункових рішень.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання. – Київ : Основа, 2018. – 232 с.
2. ДСТУ ГОСТ 5006:2009. Муфти зубчасті. Технічні умови (ГОСТ 5006-94, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2010.
3. Григоров О. В. Вантажопідійомні машини : підручник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2006. – 304 с.
4. Ловейкін В. С. Розрахунок та конструювання вантажопідійомних машин : навч. посіб. / В. С. Ловейкін, В. М. Поводзінський. – Київ : ЦУЛ, 2019. – 342 с.
5. Shapiro L. K. Cranes and Derricks / L. K. Shapiro, J. P. Shapiro. – 4th ed. – New York : McGraw-Hill Professional, 2010. – 688 p.
6. ДСТУ EN 13001-1:2018 (EN 13001-1:2015, IDT). Крани. Загальний дизайн. Частина 1. Загальні принципи та вимоги. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
7. ДСТУ EN 13001-2:2018 (EN 13001-2:2014, IDT). Крани. Загальний дизайн. Частина 2. Навантаження. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
8. Крани мостового типу. Конструювання та розрахунок : навч. посібник / О. В. Григоров, В. С. Ловейкін, Н. О. Петренко. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – 216 с.
9. ДСТУ EN 13001-2:2018 (EN 13001-2:2014, IDT). Крани. Загальний дизайн. Частина 2. Навантаження (включаючи вітрові навантаження). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
10. ДСТУ ISO 4301-1:2025 (ISO 4301-1:2016, IDT). Крани та підіймальні пристрої. Класифікація. Частина 1. Загальні положення. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2025.

11. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. – Львів : Афіша, 2008. – 560 с.
12. ДСТУ ISO 2408:2022 (ISO 2408:2017, IDT). Канати сталеві дротяні загального призначення. Мінімальні вимоги. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023.
13. ДСТУ ISO 15:2019 (ISO 15:2017, IDT). Підшипники кочення. Радіальні підшипники. Основні розміри. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020.
14. Сукач М. К. Будівельні машини і обладнання : підручник. – Київ : Ліра-К, 2020. – 390 с.
15. Каталог приводної техніки SEW-EURODRIVE. Мотор-редуктори серії R, F, K, S, W : технічний каталог. – Київ : СЕВ-ЄВРОДРАЙФ Україна, 2023. – 412 с.
16. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» / Укл. О. І. Вільчек, О. М. Руднєв, В. І. Глушко. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 64 с.
17. Мартовицький Л. М. Атлас металоконструкцій ПТМ : навч. посіб. / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко, Г. В. Клименко ; за ред. Л. М. Мартовицького ; Нац. ун-т «Запорізька політехніка». – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. – 222 с.

Додаток А

1.1.1 Таблица П.І - Сталеві дротяні канати

Діаметр, мм	Маса каната (1000 м), кг.	Маркувальна група, МПа			
		1372	1568	1764	1960
		Розривне зусилля, кН			
1	2	3	4	5	6
Канат ЛК-О 6×7+1 о.с. по ГОСТ 3069-70					
3,7	47,7	6,740	7,595	8,290	8,945
4,0	54,0	7,640	8,590	9,375	10,100
4,9	83,7	11,850	13,050	14,350	-
5,9	120,0	16,950	18,700	20,450	-
Канат ЛК-Р 6×19+1 о.с. по ГОСТ 2688-80					
8,3	256,0	-	34,800	38,150	41,600
9,1	305,0	-	41,500	45,450	49,600
9,9	356,6	-	48,850	53,450	58,350
11,0	461,6	-	62,850	66,800	75,150
12,0	527,0	-	71,750	78,550	85,750
13,0	596,6	71,050	81,250	89,000	97,000
14,0	728,0	86,700	98,950	108,000	118,000
15,0	844,0	100,000	114,500	125,500	137,000
16,5	1025,0	121,500	139,000	152,000	166,000
18,0	1220,0	145,000	166,000	181,500	198,000
19,5	1405,0	167,000	191,000	209,000	228,000
21,0	1635,0	194,500	222,000	243,500	265,500
22,5	1850,0	220,000	251,000	275,000	303,500
24,0	2110,0	250,500	287,000	314,000	343,000
Канат ЛК-З 6×25+1 о.с. по ГОСТ 7667-80					
8,1	236,5	-	31,900	35,100	38,050
9,7	342,5	-	46,300	50,850	55,100
11,5	464,0	54,900	62,700	68,900	74,750
13,0	605,0	71,500	81,750	89,450	97,200
14,5	763,5	90,350	102,500	113,000	122,500
16,0	941,5	110,500	126,500	139,500	151,000
17,5	1140,0	134,500	153,500	169,000	183,000
19,5	1357,5	160,000	183,000	201,000	218,500
21,0	1594,0	188,500	215,000	236,500	256,500

Продовження таблиці П.І

1	2	3	4	5	6
22,5	1857,0	219,0	250,500	275,000	298,500
24,0	2132,0	251,500	288,000	316,500	343,000
Канат ЛК-РО 6×36+1 о.с. по ГОСТ 7668-80					
9,7	383,5	-	49,720	53,018	56,000
11,5	513,0	-	67,000	70,900	74,900
13,5	696,5	-	90,600	96,000	102,000
15,0	865,0	-	112,500	119,400	126,500
16,5	1040,0	-	135,000	143,500	152,000
18,0	1245,0	-	161,500	175,500	190,500
20,0	1520,0	-	197,500	215,600	233,500
22,0	1830,0	207,500	237,500	258,500	280,500
23,5	2130,0	242,500	277,000	304,000	338,000
25,5	2495,0	283,500	324,000	352,500	383,000

Додаток Б

Основне виконання



Трифазні електродвигуни з короткозамкненим ротором

з поверхневим охолодженням, режим роботи S1, тривалий режим, клас нагрівальності F, ступінь захисту IP55

дані для вибору двигунів

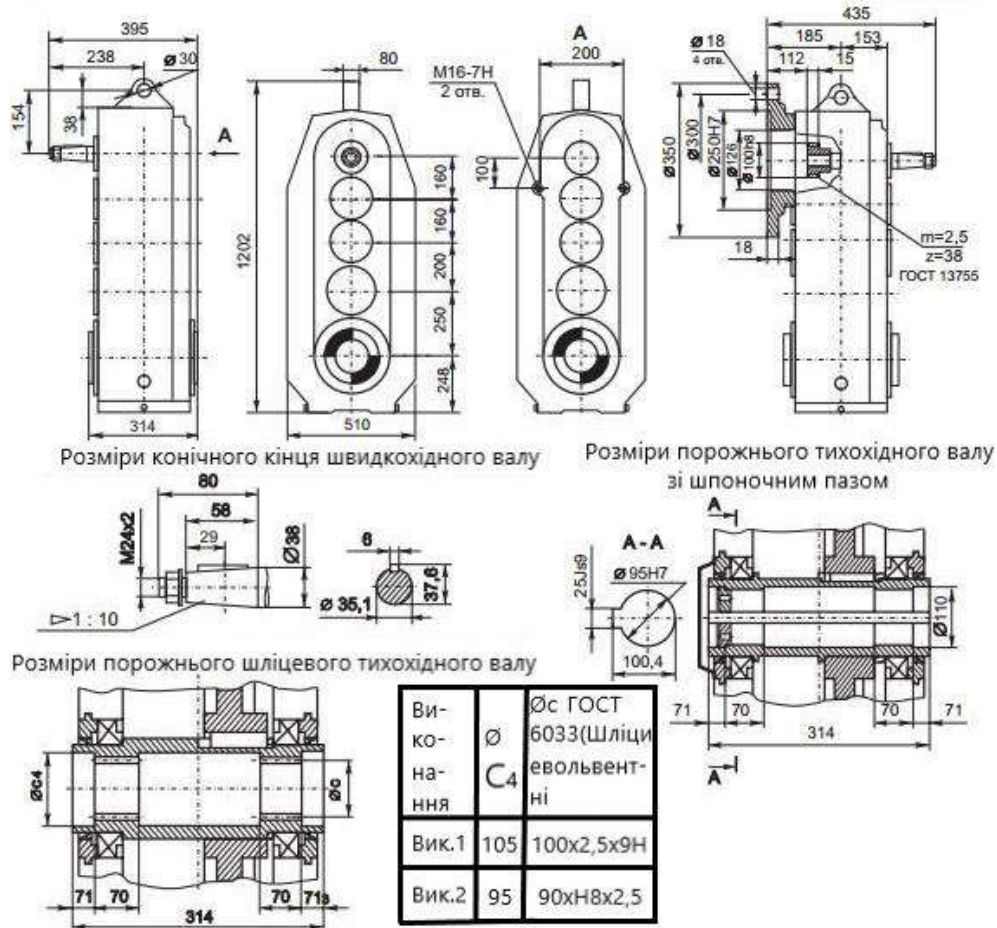
розрахункові значення 400В, 50Гц

Тип		P_B	n_B	EFF-	η_{L48}	η_{S48}	$\cos \phi_B$	I_B	I_M/I_B	M_M/M_B	M_S/M_B	M_K/M_B	J	m
		кВт	мин ⁻¹		%	%		А					кгм ²	кг
Синхронна частота обертання 1000 об/хв - 6-полюсне виконання														
K21R 63 K6	K20R 56 K6	0,09	895		50,5	45,3	0,56	0,46	2,5	2,0	2,0	2,4	0,00024	4,9
K21R 63 G6	K20R 56 G6	0,12	880		52,0	48	0,56	0,59	2,5	2,0	2,0	2,3	0,00027	5,7
K21R 71 K6	K20R 63 K6	0,18	925		58,0	54,5	0,51	0,88	2,8	1,6	1,6	2,1	0,00045	7,4
K21R 71 G6	K20R 63 G6	0,25	915		60,0	56,5	0,55	1,10	2,9	2,0	2,0	2,2	0,00060	8,3
K21R 80 K6	K20R 71 K6	0,37	915		66,0	62,5	0,66	1,22	3,4	2,0	2,0	2,0	0,00130	11,0
K21R 80 G6	K20R 71 G6	0,55	915		68,0	65,5	0,67	1,73	3,7	2,2	2,2	2,4	0,00175	12,5
K21R 90 S6	K20R 80 K6	0,75	935		70,0	67,5	0,64	2,43	4,5	2,4	2,4	2,6	0,00325	16,0
K21R 90 L6	K20R 80 G6	1,1	935		73,0	70	0,69	3,15	4,6	2,2	2,2	2,6	0,00425	19,0
K21R 100 L6	K20R 90 L6	1,5	945		76,4	76,2	0,73	3,90	4,6	2,1	2,0	2,4	0,00625	24,0
K21R 112 M6	K20R 100 L6	2,2	950		79,8	78,9	0,74	5,35	5,3	2,2	2,1	2,7	0,01225	33,5
K21R 132 S6 T		3,0												
K21R 132 S6	K20R 112 M6	3,0	955		78,5	78,5	0,82	6,7	5,7	1,8	1,6	2,7	0,0180	46
K21R 132 M6	K20R 112 MX6	4,0	955		80,0	79	0,80	9	6,0	2,2	2,0	3,1	0,0230	53
K21R 132 MX6	K20R 132 S6	5,5	955		83,0	83	0,83	11,5	5,0	1,8	1,5	2,3	0,0430	70
K21R 160 M6	K20R 132 M6	7,5	960		85,0	84	0,82	15,5	5,5	2,0	1,6	2,5	0,0530	86
K21R 160 L6	K20R 160 S6	11,0	965		85,2	85	0,86	21,5	5,0	2,0	1,7	2,3	0,1130	114
K21R 180 L6	K20R 160 M6	15,0	965		86,0	85	0,83	30,5	6,0	2,4	2,1	2,7	0,1450	136
K21R 200 L6	K20R 180 S6	18,5	970		88,1	88	0,87	35	5,5	2,0	1,7	2,4	0,2280	175
K21R 200 LX6	K20R 180 M6	22	970		88,8	88,5	0,87	41	6,2	2,2	1,8	2,6	0,2680	200
K21R 225 M6	K20R 200 M6	30	973		90,4	90	0,89	54	6,5	2,2	1,7	2,5	0,4430	265
K21R 250 M6	K20R 225 M6	37	975		91,0	90,8	0,89	66	6,5	2,2	1,7	2,3	0,8250	360
K21R 280 S6	K20R 250 S6	45	980		92,0	92	0,87	81	6,0	2,0	1,5	2,0	1,28	465
K21R 280 M6	K20R 250 M6	55	980		92,5	92	0,88	97,5	6,5	2,3	1,7	2,4	1,48	520
K21R 315 S6	K20R 280 S6	75	985		93,7	93	0,87	133	7,0	2,0	1,6	2,4	2,63	690
K21R 315 M6	K20R 280 M6	90	990		94,4	93,5	0,88	156	7,0	2,0	1,7	2,4	3,33	800
K21R 315 MX6	K20R 315 S6	110	990		94,0	93,8	0,88	192	7,5	2,2	1,7	2,6	3,60	880
K21R 315 MY6	K20R 315 M6	132	990		95,0	94,7	0,88	228	7,5	2,0	1,7	2,4	6,00	1050
K21R 315 L6	K20R 315 L6	160	985		95,3	95	0,89	272	7,5	2,3	1,9	2,4	6,67	1250
K21R 315 LX6	K20R 315 LX6	200	990		95,0	94,7	0,87	349	8,3	2,2	2,0	2,7	8,6	1460
K22R 355 MY6		200	995		96,1	96	0,83	362	7,0	1,5	1,3	2,4	8,1	1550
K22R 355 M6		250	994		96,0	95,7	0,81	464	7,0	1,8	1,3	2,3	8,2	1650
K22R 355 MX6		315	995		96,5	96,5	0,83	568	6,8	1,6	1,3	2,5	12,1	2200
K22R 355 LY6		355	995		96,0	95,8	0,78	684	7,4	1,9	1,4	2,6	14,0	2400

Додаток В

РЕДУКТОР ЦИЛІНДРИЧНИЙ ЧОТИРИСТУПІНЧАСТИЙ ВЕРТИКАЛЬНИЙ 5Ц4ВКФ-250

Призначення: Редуктор циліндричний чотириступінчастий вертикальний 5Ц4ак (Ф)-250 є приводом пересування крана, що використовується у повторно-короткочасних режимах роботи.



Технічні характеристики

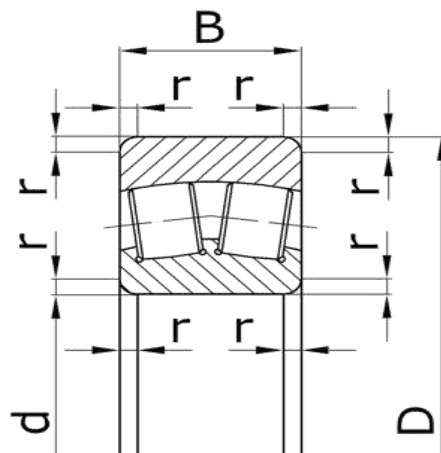
Номінальне передатне відношення, i		125, 160, 180, 200, 250, 280, 300
Номінальний крутний момент на вихідному валу, $N_{\text{хм}}$, при максимальній частоті обертання вхідного валу (1500 об/хв) та режимах навантаження	Середній (ПВ 25%)	10000
	Легка (ПВ 15%)	13000
Номінальна радіальна консольна навантаження, прикладена в середині посадкової поверхні вихідного кінця швидкохідного валу, N		560
Маса, кг		450

Приклад умовного позначення при замовленні: 5Ц4вкф-250-280-У1
циліндричний редуктор чотириступінчастий вертикальний типу БЦ4вк, з міжосьовою відстанню тихохідного ступеня 250 мм. номінальним передатним ставленням 280, кліматичним виконанням У та категорією розміщення 1

TГЕ-200-05		ТЭ 30/50	320																32
TГЕ-300-01	300	EB20/50	320	25 0	19 3	80* /15 0	22 0	14 0	15 5	80 */1 00	190 */12 0	22	560	13	24 0	880	27 0	610	44,6
TГЕ-300-02		EB50/50	800																48,1
TГЕ-300-03		-	-																-
TГЕ-300-04		EB32/50 EExd	475																67
TГЕ-300-05		ТЭ 30/50	475																51
TГЕ-400-01	400	EB50/50	750	17 0	14 5	68	23 0	18 0	19 8	12 0	100	21	750	18	30 0	105 0	32 0	730	63,1
TГЕ-400-02		EB80/60	1500																69
TГЕ-400-03		EB50/50EExd	750																92
TГЕ-400-04		EB80/60EExd	1500																105
TГЕ-400-05		ТЭ-50	750																70
TГЕ-500-01	500	EB80/60	2000	20 5	17 5	85	23 0	20 0	23 0	18 0	160	27	880	20	40 0	110 5	36 5	740	144
TГЕ-500-02		EB125/60	3200																145,8
TГЕ-500-03		EB80/60EExd	2000																170
TГЕ-500-04		EB125/60 EEExd	3200																170
TГЕ-500-05		ТЭ-80	2000																145
TГЕ-600-01	600	EB125/160	2500	25 0	20 0	126	30 0	24 0	25 8	20 0	200	30	104 0	22	41 5	130 5	41 0	895	212,6
TГЕ-600-02		EB250/160	6000																231,5
TГЕ-600-03		EB125/160 EExd	2500																246
TГЕ-600-04		EB250/160 EExd	6000																272
TГЕ-600-05		T-200	5000																254
TГЕ-700-01	700	EB125/160	4000	30 5	24 2	150	30 0	28 0	29 7	21 0	230	34 7	110 0	22	46 5	162 0	53 0	109 0	281,2
TГЕ-700-02		EB250/160	8500																296,5
TГЕ-700-03		EB125/160 EExd	4000																311
TГЕ-700-04		EB250/160 EExd	8500																337

TГЕ-700-05		T-200/100	8000																319
TГЕ-800-01	800	EB125/160	6000	350	297	160	300	320	340	225	240	38	1200	25	540	1750	550	1200	364,2
TГЕ-800-02		EB250/160	13000																379,5
TГЕ-800-03		EB125/160 E Exd	6000																394
TГЕ-800-04		EB250/160 E Exd	13000																420
TГЕ-800-05		T-200	10000																402

Додаток Д



Підшипник 3522 — це дворядний роликовий радіальний сферичний підшипник.

Він може мати основне конструктивне виконання з бортами на внутрішньому кільці (така модифікація не має додаткового позначення), або з канавкою на зовнішньому кільці та отворами для подачі мастила. Останній варіант є найбільш поширеним і позначається буквою Н у маркуванні — 3522 Н.

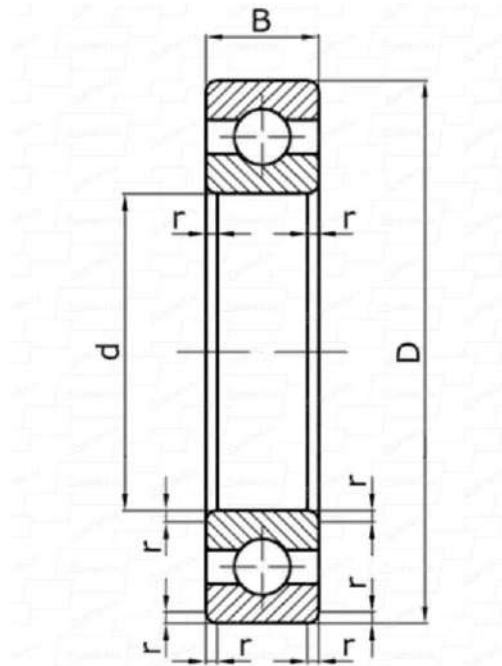
Підшипник призначений для сприйняття високих радіальних навантажень. Він може працювати й під чисто осьовим навантаженням, проте така експлуатація не рекомендується, оскільки за цього навантаження буде задіяний лише один ряд роликів, а отже, повна вантажопідйомність підшипника використовується лише частково.

Дворядні роликові підшипники здатні компенсувати значну несоосність валів та посадкових місць.

Підшипник виготовляється відповідно до стандарту ГОСТ 5721-75.

Характеристики підшипника 3522			
Параметр	Позначення	Значення	Одиниці
Внутрішній діаметр підшипника	d	110	мм
Зовнішній діаметр підшипника	D	200	мм
Ширина підшипника	B	53	мм
Радіус монтажно́ї фаски підшипника	r	3,5	мм
Статична вантажопідйомність	C ₀	276000	Н
Динамічна вантажопідйомність	C	355000	Н
Маса підшипника	m	7,50	кг

Додаток Е



Підшипник 218 — це шариковий радіальний однорядний підшипник відкритого типу основного конструктивного виконання.

Він є універсальним, оскільки сприймає як радіальні, так і осьові навантаження завдяки глибоким доріжкам кочення, радіус яких майже дорівнює розміру кульок (осьові навантаження сприймаються у меншій мірі). Завдяки цим особливостям подібні шарикопідшипники набули широкого поширення.

Підшипник не розбірний, легко монтується та простий в експлуатації. Він здатний працювати при високих швидкостях обертання.

Може мати підвищений тепловий зазор (за замовчуванням постачається без нього).

Клас точності — 6.

Виготовляється відповідно до стандарту ГОСТ 8338-75.

Характеристики підшипника 218			
Параметр	Позначення	Значення	Одиниці
Внутрішній діаметр підшипника	d	90	мм
Зовнішній діаметр підшипника	D	160	мм
Ширина підшипника	B	30	мм
Радіус монтавної фаски підшипника	r	3,0	мм
Статична вантажопідйомність	C ₀	62000	Н
Динамічна вантажопідйомність	C	95600	Н
Маса підшипника	m	2,159	кг

Додаток Ж



Гальмівні двигуни

Трифазні асинхронні електродвигуни з вбудованим електромагнітним гальмом і короткозамкненим ротором
Електромагнітне гальмо, що відгальмовує пружне гальмо типу BZF./4BZFM, виробник гальма Stromag

з поверхневим охолодженням; режим роботи S1; тривалий режим;
 для B21R 63-112, режим роботи S4 – 40%
 клас нагрівальності F, ступінь захисту IP 55

Дані для вибору двигунів

розрахункові значення 400В, 50Гц

Тип	P_B	M_B	n_B	η_B	η_{Σ}	$\cos\phi_B$	I_B	I_A/I_B	M_A/M_B	M_{Σ}/M_B	M_{Σ}/M_B	Тип	M_B	M_{Σ}/M_B	FI	при	$\rho_{\text{магн.}}$	J	m
	кВт	Нм	мин ⁻¹	%	%	-	А	-	-	-	-	Гальма				с/х		кг·м ²	кг
Синхронна частота обертання 100 об/хв - 6-полосне виконання																			
B21R 63 G6	B20R 56 G6	0,12	1,3	880	52,0	0,56	0,59	2,5	2,0	2,0	2,3	BZFM 0,25	3,0	2,3	50	240	3600	0,00031	7,5
B21R 71 K6	B20R 63 K6	0,18	1,9	925	58,0	0,51	0,88	2,8	1,6	1,6	2,1	BZFM 0,25	3,0	1,6	50	240	3600	0,00049	9,2
B21R 71 K6	B20R 63 K6	0,18	1,9	925	58,0	0,51	0,88	2,8	1,6	1,6	2,1	BZFM 0,63	6,3	3,4	50	240	3600	0,00054	10,2
B21R 71 G6	B20R 63 G6	0,25	2,6	915	60,0	0,55	1,1	2,9	2,0	2,0	2,2	BZFM 0,25	3,0	1,1	50	240	3600	0,00064	10,1
B21R 71 G6	B20R 63 G6	0,25	2,6	915	60,0	0,55	1,1	2,9	2,0	2,0	2,2	BZFM 0,63	6,3	2,4	50	240	3600	0,00069	11,1
B21R 80 K6	B20R 71 K6	0,37	3,9	915	66,0	0,66	1,22	3,4	2,0	2,0	2,0	BZFM 0,63	6,3	1,6	50	240	3600	0,00139	13,8
B21R 80 K6	B20R 71 K6	0,37	3,9	915	66,0	0,66	1,22	3,4	2,0	2,0	2,0	BZFM 1,6	13,5	3,5	50	240	3600	0,0015	15,5
B21R 80 G6	B20R 71 G6	0,55	5,7	915	68,0	0,67	1,73	3,7	2,2	2,2	2,4	BZFM 0,63	6,3	1,1	25	240	3600	0,00184	15,3
B21R 80 G6	B20R 71 G6	0,55	5,7	915	68,0	0,67	1,73	3,7	2,2	2,2	2,4	BZFM 1,6	13,5	2,4	22	240	3600	0,00195	17,0
B21R 90 S6	B20R 80 K6	0,75	7,7	935	70,0	0,64	2,43	4,5	2,4	2,4	2,6	BZFM 1,6	13,5	1,8	38	120	3600	0,00345	20,5
B21R 90 S6	B20R 80 K6	0,75	7,7	935	70,0	0,64	2,43	4,5	2,4	2,4	2,6	BZFM 2,5	27,0	3,5	35	120	3600	0,00355	22,2
B21R 90 L6	B20R 80 G6	1,1	11,2	935	73,0	0,69	3,15	4,6	2,2	2,2	2,6	BZFM 1,6	13,5	1,2	35	120	3600	0,00445	23,5
B21R 90 L6	B20R 80 G6	1,1	11,2	935	73,0	0,69	3,15	4,6	2,2	2,2	2,6	BZFM 2,5	27	2,4	32	120	3600	0,00455	25,2
B21R 100 L6	B20R 90 L6	1,5	15,2	945	76,4	0,73	3,90	4,6	2,1	2,0	2,4	BZFM 2,5	27	1,8	26	120	3600	0,00655	30,2
B21R 100 L6	B20R 90 L6	1,5	15,2	945	76,4	0,73	3,90	4,6	2,1	2,0	2,4	BZFM 4	37	2,4	24	120	3600	0,00671	32,8
B21R 112 M6	B20R 100 L6	2,2	22,1	950	79,8	0,74	5,35	5,3	2,2	2,1	2,7	BZFM 4	37	1,7	19	120	3600	0,01271	42,3
B21R 112 M6	B20R 100 L6	2,2	22,1	950	79,8	0,74	5,35	5,3	2,2	2,1	2,7	BZFM 6,3	65	2,9	16	120	3600	0,01295	44,9
B21R 132 S6	B20R 112 M6	3,0	30	955	78,2	0,82	6,8	5,7	1,8	1,6	2,7	BZFM 6,3	65	2,7			2400	0,0207	59,9
B21R 132 M6	B20R 112 M6	4,0	40	955	80,0	0,80	9	6,0	2,2	2,0	3,1	BZFM 10	100	2,0			2400	0,0257	66,9
B21R 132 M6	B20R 132 S6	5,5	55	955	83,0	0,83	11,5	5,0	1,8	1,5	2,3	BZFM 10	125	2,9			2400	0,0492	92,5
B21R 160 M6	B20R 132 M6	7,5	75	960	85,0	0,82	15,5	5,5	2,0	1,6	2,5	BZFM 16	200	2,1			2400	0,0592	108,5
B21R 160 L6	B20R 160 S6	11,0	109	965	85,2	0,85	21,5	5,0	2,0	1,7	2,3	BZFM 16	250	2,3			2400	0,1275	145,8
B21R 180 L6	B20R 160 M6	15,0	149	965	86,0	0,85	30,5	6,0	2,4	2,1	2,7	BZFM 25	380	1,7			2000	0,1595	167,8
B21R 200 L6	B20R 180 S6	18,5	182	970	88,1	0,87	35	5,5	2,0	1,7	2,4	BZFM 25	380	2,2			2000	0,2549	226,7
B21R 200 LX6	B20R 180 M6	22	217	970	88,8	0,88	41	6,2	2,2	1,8	2,6	BZFM 25	380	1,8			2000	0,2949	251,7
B21R 225 M6	B20R 200 M6	30	294	973	90,4	0,89	54	6,5	2,2	1,7	2,5	BZFM 25	380	2,1			2000	0,4701	374
B21R 250 M6	B20R 225 M6	37	362	975	91,0	0,89	66	6,5	2,2	1,7	2,3	BZFM 63	800	2,2			2000	0,8521	472
B21R 280 S6	B20R 250 S6	45	439	980	92,0	0,87	81	6,0	2,0	1,5	2,0	4BZFM 100	1000	2,3			2000	1,3166	618
B21R 280 M6	B20R 250 M6	55	536	980	92,5	0,88	97,5	6,5	2,3	1,7	2,4	4BZFM 100	1000	1,9			2000	1,5166	675
B21R 315 S6	B20R 280 S6	75	727	985	93,7	0,87	133	7,0	2,0	1,6	2,4	4BZFM 160	1600	2,2			2000	2,7	880
B21R 315 M6	B20R 280 M6	90	868	990	94,4	0,88	156	7,0	2,0	1,7	2,4	4BZFM 160	1600	1,8			2000	3,4	990
B21R 315 MX6	B20R 315 S6	110	1061	990	94,0	0,88	192	7,5	2,2	1,7	2,6	4BZFM 160	1600	1,5			2000	3,67	1070
B21R 315 MY6	B20R 315 M6	132	1273	990	95,0	0,88	228	7,5	2,0	1,7	2,4	4BZFM 160	2000	1,6			2000	6,07	1245
B21R 315 L6	B20R 315 L6	160	1551	985	95,3	0,89	272	7,5	2,3	1,9	2,4	4BZFM 160	2000	1,3			2000	6,74	1450
B21R 315 LX6	B20R 315 LX6	200	1929	990	95,0	0,87	349	8,3	2,2	2,0	2,7	4BZFM 160	2000	1			2000	8,67	1660

Додаток 3



СЕРІЯ 2Ц3ВК(Ф)

РЕДУКТОРИ ЦИЛІНДРИЧНІ ТРЕХСТУПЕНІ ВЕРТИКАЛЬНІ

Основні технічні дані

Технічні характеристики редукторів при тривалій роботі з постійним та змінним за величиною навантаженням у реверсивному режимі роботи, температурі навколишнього повітря в межах 15 - 25°C наведені в таблицях.

Номинальна частота обертання швидкохідного валу 25 (1500) (об/хв).

Редуктори допускають короточасні навантаження стосовно моментів, наведеним у таблицях, якщо загальний час дії цих навантажень не перевищує 250 годин.

При цьому коефіцієнт, що характеризує максимально допустиму короточасну перевантажувальну здатність редукторів, становить:

-для редукторів 2ЦЗвк(ф)-100; 125; 160 – 2,8;

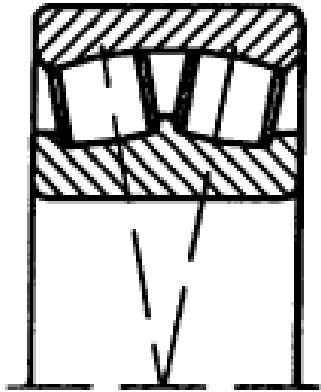
-для редукторів 3ЦЗвк(ф)-200; 250 – 2,5.

Для двокінцевого виконання швидкохідного валу допустиме радіальне консольне навантаження має бути знижено на 50%.

Фактичні передавальні відносини редукторів не відрізняються від номінальних більш як на 5%.

Типорозмір редуктора		ЗЦЗвк-250 (ЗЦЗвкф-250)									
Номінальне передавальне відношення, і		12,5	16,0	20,0	25,0	31,5	40,0	50,0	63,0	80,0	100,0
Номінальний крутний момент на вихідному валу, Нхм, при максимальній частоті обертання вхідного валу і режимах навантаження.	Безперервний (ПВ 100%)	4500									
	Важкий (ПВ 40%)	5000			5400			5800			
	Середній (ПВ 25%)	5700		6200			6800				
	Легка (ПВ 15%)	7800		12000							
Номінальне радіальне консольне навантаження, прикладене в середині посадкової поверхні вихідного кінця швидкохідного валу. Н		2200	2000	1100	1000	900	800	700	640	560	500
Маса, кг		360 (370)									

Додаток І



Підшипник 3622 — це дворядний роликовий радіальний сферичний підшипник.

У таких підшипниках ролики розташовані між внутрішнім кільцем із двома доріжками кочення та зовнішнім кільцем із однією сферичною доріжкою. Подібна конструкція дозволяє компенсувати певну несоосність валів і посадкових місць, а також сприймати осьові навантаження.

Використання роликів як тіл кочення та наявність латунного сепаратора робить цей підшипник особливо придатним для сприйняття високих радіальних навантажень.

Найпоширеніша модифікація підшипників цього типу — з канавкою та отворами на зовнішньому кільці для подачі мастила, що позначається у маркуванні як 3622 Н.

Виготовляється відповідно до стандарту ГОСТ 5721-75.

Характеристики Підшипника 3622			
Параметр	Позначення	Значення	Одиниці
Внутрішній діаметр підшипника	d	110	мм
Зовнішній діаметр підшипника	D	240	мм
Ширина підшипника	B	80	мм
Радіус монтажної фаски підшипника	r	4,0	мм
Статична вантажопідйомність	C ₀	470000	Н
Динамічна вантажопідйомність	C	610000	Н
Маса підшипника	m	18,2	кг