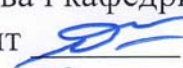


Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Навчально-науковий інститут автоматики і електротехніки
Кафедри ЕІС та РК

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри ЕІС та РК
к.т.н., доцент  Д.В. Костенко
« 12 » 06 20 26 року

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Розробка електропривода консольно-поворотного крана
вантажопідйомністю 3,5 т

Виконав: студент IV курсу, групи 4367ст3
спеціальності

141 «Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка»

(шифр і назва спеціальності)

Турчин А.М. 

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н. Войтасик А.М. 

(прізвище та ініціали)

Рецензент к.т.н. Клочков О.П. 

(прізвище та ініціали)

Навчально-науковий інститут автоматики і електротехніки

Кафедра ЕІС та РК

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

(шифр і назва)

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

(шифр і назва)

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор Я.Б. Волянська

«22» 04 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

Студенту Турчину Андрію Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т

Керівник роботи к.т.н., доцент кафедри ЕІС та РК Войтасик А.М.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «22» квітня 2026 року №246-уч

2. Термін подання студентом роботи _____

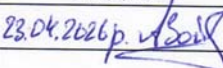
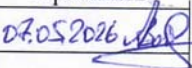
3. Вихідні дані по роботі напруга живлення виконавчих електродвигунів 380 В, частота мережі 50 Гц, тип двигунів – асинхронний з короткозамкненим ротором, швидкість підйому/спуску вантажу 0,13 м/с, швидкість руху платформи переміщення 0,14 м/с, швидкість повороту крана 11,5 град/с, висота підняття вантажу 6 м, виліт стріли 4 м, вантажність консольно-поворотного крана 3,5 т, тривалість включення електропривода 25 %

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Призначення та область застосування електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т. 2 Технічні характеристики елементів електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т. 3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень при розробці електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т. 4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т. 5 Охорона праці

5. Перелік презентаційних матеріалів (з точним зазначенням назв)

1. Презентаційний матеріал до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр». 2. Мета та задачі роботи. 3. Класифікація вантажопідіймальних кранів. 4. Коротка характеристика умов застосування. 5. Загальна характеристика розробки. 6. Розрахунок механізму підйому/спуску. 7. Розрахунок механізму переміщення платформи. 8. Розрахунок механізму повороту. 9. Вибір комплектуючого обладнання. 10. Електрична принципова схема керування електроприводом КПК. 11. Основні технічні характеристики розробки. 12. Висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
ОП	к.т.н., доцент кафедри ЕІС та РК Войтасик А.М.	23.04.2026р. 	07.05.2026 

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Призначення та область застосування	12.03.2026	виконано
2	Технічні характеристики	26.03.2026	виконано
3	Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень	09.04.2026	виконано
4	Розрахунки, що підтверджують працездатність	23.04.2026	виконано
5	Охорона праці	07.05.2026	виконано

Студент 
(підпис)

Турчин А.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи 
(підпис)

Войтасик А.М.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на тему «Розробка електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т» відповідає напрямку спеціальності «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» та виконано на 72 аркушах.

Тема кваліфікаційної роботи актуальна і пов'язана з розробкою електропривода консольно-поворотного крана призначеного для виконання важких маніпуляційних операцій по переміщенню деталей та елементів тепловозного составу.

В роботі наведені основні положення та класифікація вантажопідіймальних кранів. Наведена коротка характеристика умов застосування розробки. Сформульовано загальну характеристику розробки.

Розроблено *3D* модель конструкції електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т. Відповідно до розрахунків виконано вибір виконавчих електродвигунів та редукторів. Представлені розрахунки виконані під час вибору гальм. Виконано вибір складового обладнання електропривода консольно-поворотного крана. Виконано вибір електричної принципової схеми керування електроприводом консольно-поворотного крана.

Ключові слова: переміщення вантажів, електропривод, система керування, консольно-поворотний кран, тривимірне моделювання.

ABSTRACT

The qualification work «Development of the electric drive of the console rotary crane with a loading capacity of 3,5 t» corresponds to the direction of specialty «Electricity, electrical and electromechanical» and holds 72 pages.

The theme of the qualification work is actual and related with the development of the electric drive of the console rotary crane designed to perform heavy manipulation operations to move parts and elements of a locomotive train.

The qualification work presents the main provisions and classification of cranes. A brief description of the conditions for using the development was made. The main technical characteristics of the development have been formulated.

A 3D model of the construction of an electric drive of the console rotary crane with a loading capacity of 4 t has been developed. According to the calculations, the choice of actuators and gearboxes was made. The brake calculations performed during the selection were presented. The choice of the component equipment of the electric drive of the console rotary crane is executed. The choice of the control system of the electrical schematic diagram for controlling the electric drive of the console rotary crane has been made.

Keywords: cargo movement, electric drive, control system, console rotary crane, three-dimensional modeling.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів	4
Вступ	5
1 Призначення та область застосування електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т	6
1.1 Класифікація вантажопідіймальних кранів, які застосовують електропривод	6
1.2 Загальна характеристика електропривода консольно-поворотного крана	11
2 Технічні характеристики елементів електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т	13
2.1 Загальні технічні характеристики електропривода консольно-поворотного крана	13
2.2 Технічні характеристики редукторних механізмів	14
2.3 Технічні характеристики виконавчих електродвигунів	15
2.4 Технічні характеристики гальм	16
2.5 Технічні характеристики пульта керування	17
2.6 Технічні характеристики крюкової підвіски	18
2.7 Технічні характеристики підйимального каната	18
3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень при розробці електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т	20
3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода консольно-поворотного крана	20
3.2 Вибір гальмівного обладнання	26
3.3 Розрахунок навантаження двотавру консольно-поворотного крана	34
3.4 Вибір електричної принципової схеми керування електроприводом консольно-поворотного крана	38

4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки електропривода електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т	42
4.1 Розрахунок механізму підйому/спуску вантажу	42
4.2 Розрахунок механізму переміщення платформи	49
4.3 Розрахунок механізму повороту крана	58
5 Охорона праці	65
5.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на організм людини при роботі електропривода консольно-поворотного крана	65
5.2 Правила, що регламентують запобіжні заходи безпеки при експлуатації електропривода консольно-поворотного крана	66
5.3 Висновок по розділу	68
Висновки	69
Перелік посилань	70

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

АД – асинхронний двигун;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ГП – гакова підвіска;

КПК – консольно-поворотний кран;

ПУЕ – Правила улаштування електроустановок

ВСТУП

Сучасні промислові підприємства неможливо уявити без високоефективного вантажопідіймального обладнання. Правильний вибір обладнання, що відповідає конкретним завданням, забезпечує безперервність циклів обробки вантажів та зменшує частку ручної праці. Окреме місце у виробничій інфраструктурі цехів та ангарів посідають консольно-поворотні крани. Завдяки своїй конструкції вони ідеально підходять для обслуговування локальних робочих зон, де необхідно забезпечити точне позиціонування вантажу та швидке його переміщення в межах радіуса повороту стріли. Впровадження подібних технічних рішень у технологічний ланцюг підприємства не лише спрощує логістику всередині приміщення, а й створює фундамент для більш безпечної та організованої роботи персоналу.

З огляду на різнобічну підготовку фахівця спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» мета даної кваліфікаційної роботи – розробка електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т.

Для досягнення поставленої мети потрібно розв'язати такі задачі:

- розглянути класифікацію вантажопідіймальних кранів;
- навести коротку характеристику умов застосування розробки;
- навести загальну характеристику розробки;
- виконати розрахунок механізму підйому/спуску вантажу;
- виконати розрахунок механізму переміщення платформи;
- виконати розрахунок механізму повороту крана;
- виконати вибір комплектуючого обладнання;
- навести електричну принципову схему керування електроприводом консольно-поворотного крана;
- навести основні технічні характеристики розробки.

1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДА КОНСОЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 3,5 Т

1.1 Класифікація вантажопідіймальних кранів, які застосовують електропривод

Вантажопідіймальні крани є інструментом механізації виробничих процесів, пов'язаних із підйомом та переміщенням об'єктів різної маси та габаритів [1]. Залежно від конструктивного виконання та специфіки призначення, крани поділяються на мостові, козлові, консольні та будівельні [2]. Кожен із цих типів характеризується унікальними інженерними рішеннями, що дозволяють ефективно вирішувати виробничі завдання.

Мостові крани (рис. 1.1) відзначаються високою універсальністю, адже вони здатні стабільно працювати як у приміщеннях, так і під навісами або на відкритих майданчиках у широкому температурному діапазоні від -40°C до $+40^{\circ}\text{C}$ [3].



Рисунок 1.1 – Мостовий кран

Подібні машини адаптовані для транспортування найскладніших матеріалів, включаючи розпечені, сипучі, рідкі, отруйні або легкозаймисті речовини. Конструкція мостового крана може передбачати використання однобалочного або двобалочного моста, де вантаж переміщується за допомогою талі, тельфера або вантажного візка. Також ці крани розділяють на опорні, які спираються на підкранові колії колод, та підвісні, що кріпляться до конструкцій даху будівлі, забезпечуючи обслуговування великих виробничих територій [4].

Козлові (рис. 1.2) та напівкозлові крани за принципом дії подібні до мостових, проте їхні мости встановлюються на спеціальні опори, які переміщуються рейками, покладеними на рівні землі. Це обладнання вирізняється надзвичайно високою вантажопідйомністю, яка може сягати 200 т, що робить його незамінним для роботи з важкими вантажами на великих складських майданчиках та потужних промислових об'єктах [5].



Рисунок 1.2 – Козловий кран

Надійність таких кранів гарантується використанням високоякісних матеріалів та суворим контролем технологічних процесів під час виробництва

металоконструкцій та вузлів збирання. Завдяки такій конструкції козлові крани значно оптимізують логістичні операції, забезпечуючи високу ефективність у випадках, коли використання мостових систем є економічно недоцільним або технічно неможливим.

Напівкозлові крани це оптимальні технічні рішення для обслуговування локальних виробничих зон, завантажувальних майданчиків та внутрішніх приміщень з обмеженим простором [6]. Повноцінні козлові крани, своєю чергою, орієнтовані на підприємства, що спеціалізуються на роботі з великогабаритними та багатотоннажними вантажами. Вони незамінні при транспортуванні контейнерів та лісових вантажів, у монтажі складних промислових чи цивільних споруд, а також при виконанні специфічних завдань у суднобудуванні та обслуговуванні гідроелектростанцій.

Консольні крани (рис. 1.3) являють собою високоефективне підйомно-транспортне обладнання, що знаходить широке застосування в ремонтних майстернях, складських приміщеннях та безпосередньо біля технологічних ліній і верстатів.



Рисунок 1.3 – Консольний кран

Такі крани охоплюють широкий діапазон вантажопідйомності від 0,125 до 16 т, а можливість модифікації їхніх технічних характеристик робить їх одним із найбільш затребуваних рішень для роботи в умовах обмеженого простору [7].

Залежно від способу монтажу консольні крани поділяються на пересувні машини, що обслуговують пристінні ділянки цеху, та стаціонарну техніку. Стаціонарні конструкції можуть бути закріплені безпосередньо на стіні або монтуватися на окремій опорній колоні. За типом виконання ці механізми бувають як нерухомими, так і поворотними, оснащеними ручним або електричним приводом, та можуть комплектуватися телями або тельферами. Для підвищення рівня безпеки та функціональності консольне обладнання додатково оснащується системами радіокерування, обмежувачами вантажопідйомності, пристроями плавного пуску, гальмами на пересування, а також звуковою чи світловою сигналізацією [8]. Спеціальні версії кранів можуть виготовлятися у вибухо- та пожежобезпечному виконанні з можливістю експлуатації в температурному режимі від -40°C до $+40^{\circ}\text{C}$, а також комплектуватися захисними навісами для роботи під відкритим небом.

Окремим вагомим сегментом є будівельні крани, які широко застосовуються для зведення об'єктів будь-якої складності. Найбільш перспективними та поширеними видами в цій категорії є порталні, баштові, вантові та стрілові крани. Останні користуються особливою популярністю завдяки своїй здатності виконувати широкий спектр завдань на будівельних майданчиках, забезпечуючи високу мобільність та точність виконання робіт [9].

Стрілові крани (рис. 1.4) характеризуються високою гнучкістю конструкції, адже вони можуть бути як стаціонарними, так і пересувними. Особливістю цих машин є механізм переміщення вантажозахоплювального пристрою вздовж стріли, що дозволяє досягати високої точності позиціонування об'єкта. Залежно від умов виробничого майданчика, такі крани монтують на стінах, стельових перекриттях або окремих колонах, що робить їх ефективними для роботи у стиснених умовах цехів чи майстерень.



Рисунок 1.4 – Баштовий кран

Баштові крани відіграють провідну роль у сучасному житловому та промисловому будівництві [10]. Їхня конструкція передбачає наявність стріли, закріпленої у верхній частині вертикальної башти. Виробники пропонують широкий спектр конфігурацій, починаючи від стаціонарних варіантів із поворотним оголовком і закінчуючи самохідними машинами на рейковому, пневмоколісному чи гусеничному ході. Така різноманітність дозволяє підбирати оптимальну модель залежно від висоти будівлі, обсягів вантажопотоку та особливостей будівельного майданчика.

Для забезпечення безперебійної обробки великих обсягів вантажів у логістичних вузлах, зокрема в морських та річкових портах, використовуються порталні вантажопідіймальні крани [11]. Ці машини проектуються з урахуванням специфіки портових навантажень та можуть оснащуватися різноманітними ходовими механізмами для переміщення вздовж причальних ліній. Завдяки потужній базі порталу та здатності до швидкої зміни робочого радіуса, ці крани забезпечують високу швидкість перевантаження суден.

1.2 Загальна характеристика електропривода консольно-поворотного крана

Завдяки своїм технічним характеристикам консольно-поворотні крани (КПК) вони демонструють високу ефективність при проведенні завантажувальних та розвантажувальних робіт безпосередньо на робочих місцях, де площа обмежена, а маневреність має вирішальне значення для успішного виконання технологічного процесу [12].

Конструкція КПК (рис. 1.5) характеризується раціональною простотою, що забезпечує стабільність та легкість в керуванні.



Рисунок 1.5 – Зовнішній вигляд КПК

Основними складовими елементами механізму є несуча консоль, яка передає зусилля на вертикальну колону, що є головною опорною частиною всієї системи. Платформа переміщення забезпечує горизонтальне транспортування вантажу вздовж консолі, а поворотний опорний підшипник дозволяє обертати стрілу крана навколо своєї осі для точного позиціонування об'єкта. Безпечну

фіксацію консолі на колоні забезпечує опорний кронштейн, а безпосередній підйом здійснюється за допомогою гнучкого вантажопідіймального елемента, яким може виступати сталевий канат або високоміцний ланцюг.

КПК класифікують залежно від способу їх монтажу на стаціонарні та мобільні версії. Нерухомі моделі забезпечують максимальну стійкість і надійність, надійно фіксуючись на опорних конструкціях. Серед них виділяють настінні варіанти, які є особливо ефективними на обмежених ділянках, оскільки дозволяють притиснути консоль до стіни в неробочий час, повністю звільняючи простір для іншого виробничого обладнання. Альтернативою є мобільні конструкції, які оснащуються спеціальними несучими рамами з колісними блоками для швидкого переміщення крана в межах цеху.

При проектуванні діючих зразків КПК інженери орієнтуються на стандартизований діапазон технічних характеристик. Стандартна вантажопідйомність такого обладнання варіюється від 0,5 до 16 т, при цьому виліт стріли може досягати 5 м, а висота підйому вантажу становить до 8 м. Відстань від осі повороту консолі зазвичай лежить у межах від 2,7 до 5,2 м, а діаметр опорної вертикальної колони може сягати 1,3 м. Механізми можуть комплектуватися як ручним, так і електричним приводом. Варто зауважити, що моделі без електроталі мають суттєве обмеження за вантажопідйомністю, яка не перевищує 3,2 т.

Згідно з класифікацією за ГОСТ 25546-82, КПК відносяться до групи 2К, що передбачає їх експлуатацію переважно всередині приміщень. Керування ними здійснюється за допомогою підвісного пульта, з'єднаного гнучким кабелем, або за допомогою сучасних систем дистанційного керування по радіоканалу.

Кут повороту консолі варіюється залежно від конструкції: для стаціонарних колонних кранів він може сягати повних 360° , тоді як настінні моделі зазвичай обмежені поворотом на 240° . Для гарантування безпеки експлуатації кожна одиниця обладнання проходить заводські випробування, під час яких статичні навантаження на 25% перевищують номінальні можливості крана, а динамічні випробування проводяться при повному навантаженні.

2 ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА КОНСОЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 4 Т

2.1 Загальні технічні характеристики електропривода консольно-поворотного крана

Загальні технічні характеристики електропривода конструкції КПК наведені у вигляді табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Загальні технічні характеристики електропривода КПК

Найменування параметра	Значення
Вантажопідйомність, т	3,5
Висота підняття вантажу, м	6
Виліт стріли, м	4
Швидкість підйому/спуску вантажу, м/с	0,13
Швидкість переміщення електроталі, м/с	0,14
Швидкість повороту крана, град/с	11,5
Тривалість включення, %	25
Напруга живлення електропривода, В	3×380
Частота мережі, Гц	50
Принцип керування електроприводом	релейно-контакторний
Пульт керування	кнопочовий, <i>COB-63</i>
Виконавчі електродвигуни	<i>МТКF112-6, 4АА63А4У3, 4АС90LE6</i>
Застосовані редуктори	Ц2-350-1000, Ц2-250-1500, Ч-125
Типи гальм	106-18А, ТТ-160 – 2 шт., ТКТ-300
Підйомний канат	13,5-Г-I-H-1860
Робоча довжина каната, м	12
Гакова підвіска	ПК-5-14А

Найменування параметра	Значення
Габаритні розміри КПК, м	7,3×6,4×1,25
Маса КПК у спорядженому стані, т	2,3

2.2 Технічні характеристики редукторних механізмів

В електроприводі КПК застосовано три редуктори: два циліндричні для механізму підйому/ спуску та платформи переміщення, один черв'ячний для поворотного механізму крана.

Основні технічні характеристики редукторів представлені у вигляді табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики редукторних механізмів

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ/СПУСКУ ВАНТАЖУ	
Модель	Ц2-350-1000
Тип редуктора	циліндричний
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	5,8
Кількість ступенів передачі, шт.	2
Передатне відношення редуктора	51
Граничне навантаження на тихохідний вал, кН	10
Маса, кг	204
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПЛАТФОРМИ	
Модель	Ц2-250-1500
Тип редуктора	циліндричний
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	0,25
Кількість ступенів передачі, шт.	2
Передатне відношення редуктора	51

Найменування параметра	Значення
Граничне навантаження на тихохідний вал, кН	6,3
Маса, кг	85
МЕХАНІЗМ ПОВОРОТУ КРАНА	
Модель	Ч-125
Тип редуктора	черв'ячний
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	1,7
Кількість ступенів передачі, шт.	2
Передатне відношення редуктора	63
Граничне навантаження на тихохідний вал, кН	8
Маса, кг	88

2.3 Технічні характеристики виконавчих електродвигунів

В якості виконавчих електродвигунів вибираємо асинхронні двигуни (АД) з короткозамкненим ротором: *МТКF112-6* для механізму підйому/спуску вантажу, *4AC90LE6* для повороту крана стріли, *4AA63A4U3* для механізму платформи переміщення. Основні технічні характеристики виконавчих електродвигунів представлені у вигляді табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики виконавчих електродвигунів

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ/СПУСКУ ВАНТАЖУ	
Модель	<i>МТКF112-6</i>
Напруга живлення, В	3x380
Частота мережі, Гц	50
Тип двигуна	АД з короткозамкненим ротором
Потужність, кВт	5,8

Найменування параметра	Значення
Швидкість обертання, об/хв	870
Максимальний момент, Н·м	175
Момент інерції, кг·м ²	0,065
Тривалість включення, %	25
Маса, кг	80
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПЛАТФОРМИ	
Модель	4AA63A4U3
Напруга живлення, В	380
Частота мережі, Гц	50
Тип двигуна	АД з короткозамкненим ротором
Потужність, кВт	0,25
Швидкість обертання, об/хв	1500
Максимальний момент, Н·м	3,2
Момент інерції, кг·м ²	0,08
Тривалість включення, %	25
Маса, кг	10
МЕХАНІЗМ ПОВОРОТУ КРАНА	
Модель	4AC90LE6
Напруга живлення, В	380
Частота мережі, Гц	50
Тип двигуна	АД з короткозамкненим ротором
Потужність, кВт	1,7
Швидкість обертання, об/хв	930
Максимальний момент, Н·м	35
Момент інерції, кг·м ²	0,0073
Тривалість включення, %	25
Маса, кг	5

2.4 Технічні характеристики гальм

Основні технічні характеристики вибраних гальм представлені у вигляді табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Технічні характеристики гальм КПК

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ/СПУСКУ ВАНТАЖУ	
Модель гальма	ТТ-160
Тип гальма	двоколодкове
Гальмівний момент, Н·м	74
Модель гальма	106-18А
Тип гальма	вантажоупорне
Гальмівний момент, Н·м	552
МЕХАНІЗМ ПЛАТФОРМИ ПЕРЕМІЩЕННЯ	
Модель гальма	ТКТ-300
Тип гальма	двоколодкове
Гальмівний момент, Н·м	150
МЕХАНІЗМ ПОВОРОТУ КРАНА	
Модель гальма	ТТ-160

Продовження таблиці 2.4

Найменування параметра	Значення
Тип гальма	двоколодкове
Гальмівний момент, Н·м	74

2.5 Технічні характеристики пульта керування

Основні технічні характеристики пульта керування *COB-63* представлені у вигляді табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Технічні характеристики пульта керування *COB-63*

Найменування параметра	Значення
Кількість кнопок керування, шт.	8
Тип кнопок	без фіксації
Максимальна змінна напруга комутації, В	380
Номинальний змінний струм включення, А	2,5
Матеріал корпусу	термічностійкий пластик
Робочі температури, градусів Цельсію	-5 – +60
Клас захисту	<i>IP65</i>
Габаритні розміри	150×84×52
Маса, кг	0,18

2.6 Технічні характеристики крюкової підвіски

Основні технічні характеристики гакової підвіски (ГП) представлені у вигляді табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Технічні характеристики ГП

Найменування параметра	Значення
Модель підвіски	ПК-5-14А
Кількість роликів, шт.	1
Тип канату	ЛК-3
Діаметр канату, мм	13,5
Діаметр ролика, мм	300
Запас міцності	4
Маса, кг	80

2.7 Технічні характеристики підйимального каната

В якості підйимального каната вибрано тип 13,5-Г-I-H-1860.

Основні технічні характеристики підіймального каната представлені у вигляді табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Технічні характеристики каната типу 13,5-Г-I-H-1860

Найменування параметра	Значення
Конструкція стрічки	6×25
Стандарт	ГОСТ 7665-80
Діаметр, мм	13,5
Розривне зусилля, кН	106
Границя міцності, МПа	1860

3 ОПИС ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИЙНЯТИХ ПРИ РОЗРОБЦІ ЕЛЕКТРОПРИВОДА КОНСОЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 3,5 Т

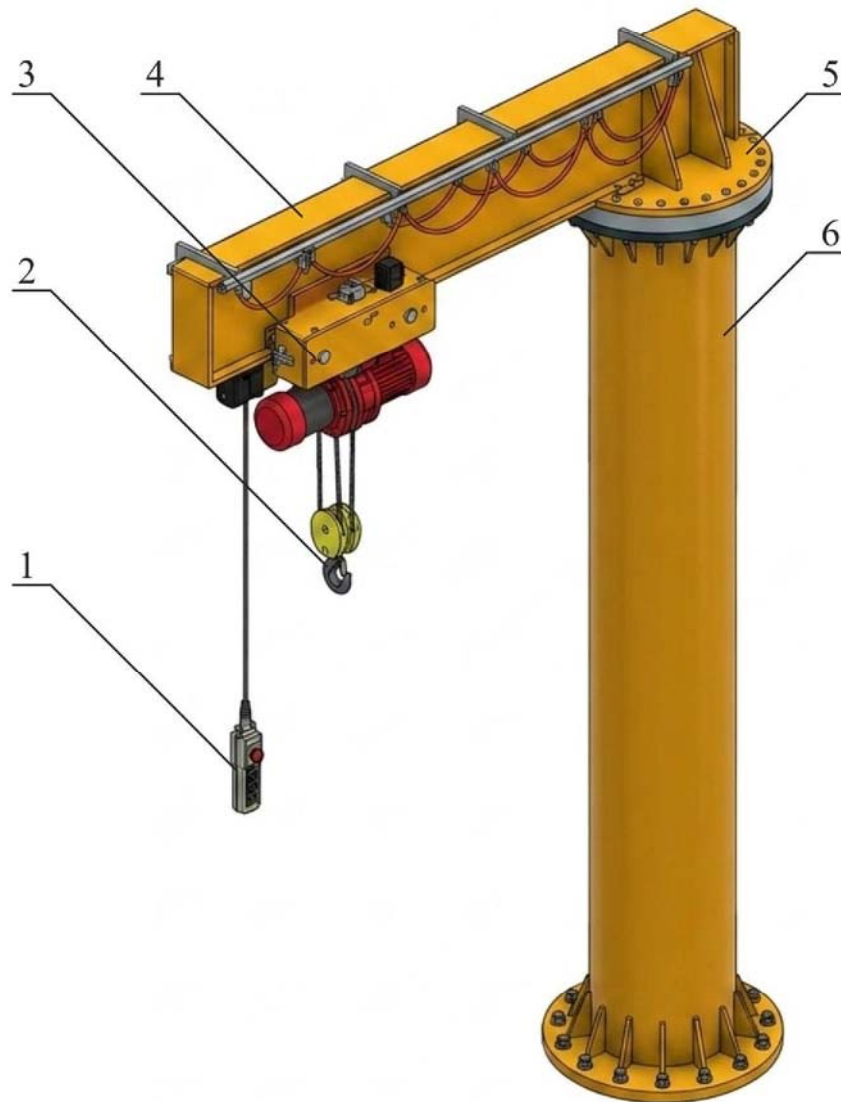
3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода консольно-поворотного крана

3D модель конструкції електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т побудована в програмному середовищі *Autocad 3D*. При цьому враховані масогабаритні характеристики вибраного виконавчого електрообладнання та складових елементів конструкції виробу. Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода крана представлений на рис. 3.1.

Опорною базою всієї конструкції виступає вертикальна колона (6, рис. 3.1), яка жорстко кріпиться анкерними болтами до фундаменту і сприймає всі згинальні та крутні моменти. У верхній частині колони змонтована поворотна опора консолі (5, рис. 3.1), що передбачає наявність опорно-поворотного підшипникового вузла. Цей вузол з'єднує колону з горизонтальною консоллю (4, рис. 3.1) і забезпечує її плавне обертання навколо вертикальної осі завдяки роботі вбудованого електроприводного механізму повороту крана [13].

Вантажопідйомна та транспортна функції реалізовані за допомогою компактної електричної талі, яка безпосередньо взаємодіє з консоллю. По нижній полиці двотаврової балки консолі переміщується механізм пересування (3, рис. 3.1), що працює від власного електропривода і забезпечує позиціонування талі по всій довжині стріли. Робочим органом для вертикальних маніпуляцій є гаковий підвіс (2, рис. 3.1), який через систему сталевих канатів з'єднаний з барабаном електроприводного механізму підйому/спуску вантажу. Оперативне координаційне керування всіма трьома електроприводами здійснюється оператором дистанційно за допомогою підвісного кнопочного поста керування (1,

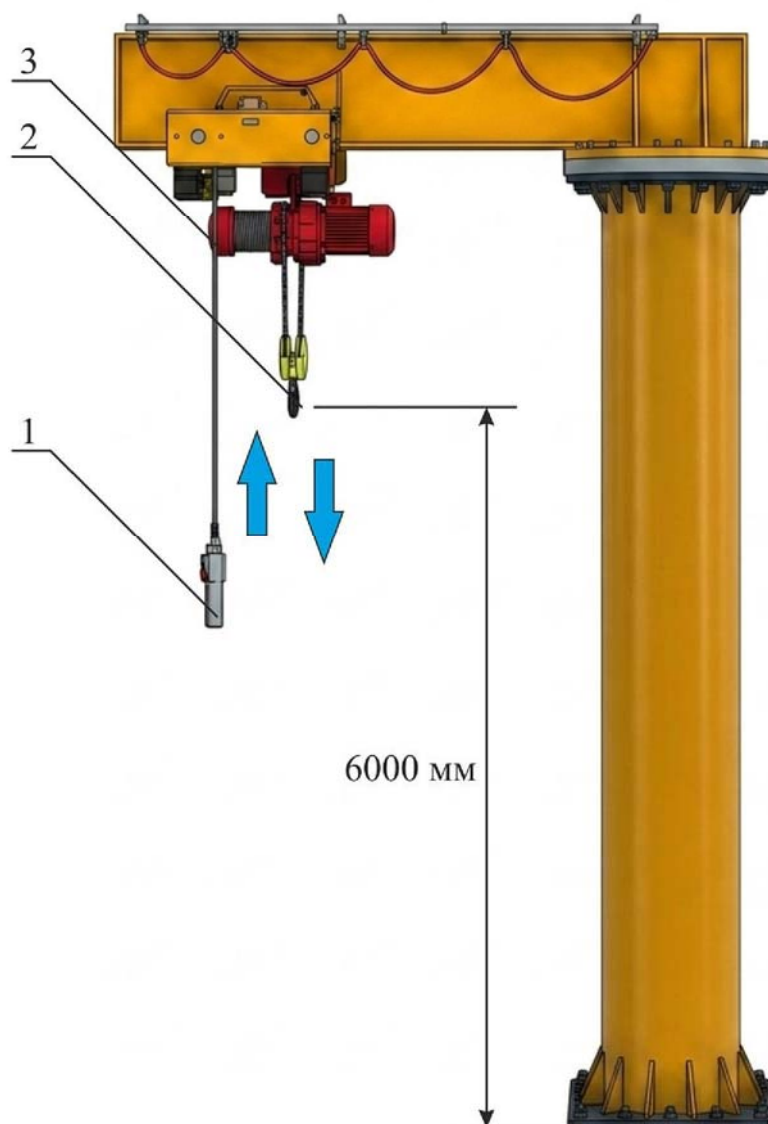
рис. 3.1), гнучкий кабель якого підключений до загальної системи живлення і рухається вздовж консолі по спеціальних напрямних.



1) – пост керування; 2) – гаковий підвіс; 3) – механізм пересування;
4) – консоль; 5) – поворотна опора консолі; 6) – вертикальна колона
Рисунок 3.1 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода
консольно-поворотного крана

На рис. 3.2 представлена просторова схема консольно-поворотного крана у робочому положенні, яка ілюструє взаємодію елементів підйомно-транспортного вузла під час вертикального переміщення вантажу. Головним виконавчим органом у цьому процесі виступає механізм підйому/спуску вантажу (3, рис. 3.1), конструктивно виконаний у вигляді електричної талі. Електропривод цього

механізму, отримуючи живлення через систему гнучкого кабельного підвісу, забезпечує контрольоване обертання внутрішнього барабана для намотування або змотування сталевого каната, що дозволяє піднімати об'єкти на технологічну висоту до 6 м.



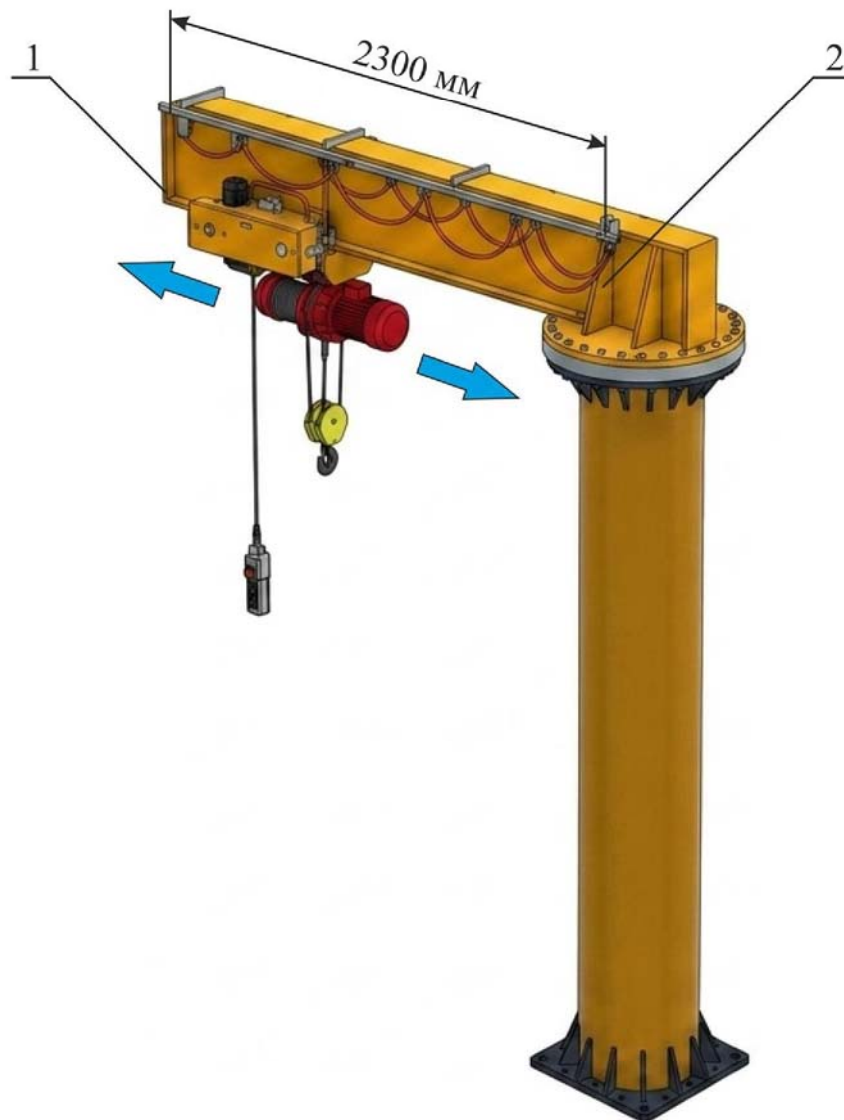
1) – пост керування; 2) – гаковий підвіс; 3) – механізм підйому/спуску вантажу;

Рисунок 3.2 – Розташування на 3D моделі конструкції електропривода консольно-поворотного крана виконавчого електрообладнання

Безпосередня фіксація та утримання матеріалів або деталей здійснюється за допомогою рухомого гакового підвісу (2, рис. 3.2), об'єднаного у канатну систему крана. Намотування та змотування вантажного каната виконується через

канатоукладчик, який запобігає перекручуванню каната на барабані в процесі роботи. Обертання барабану виконує АД механізму підйому/спуску вантажу. Вертикальний рух гака у напрямках підйому та спуску координується за допомогою підвісного поста керування (1, рис. 3.2).

На рис. 3.3 представлено роботу механізму переміщення талі та систему безпеки її ходу вздовж стріли консольно-поворотного крана.



1) – обмежувач максимального положення; 2) – обмежувач мінімального положення

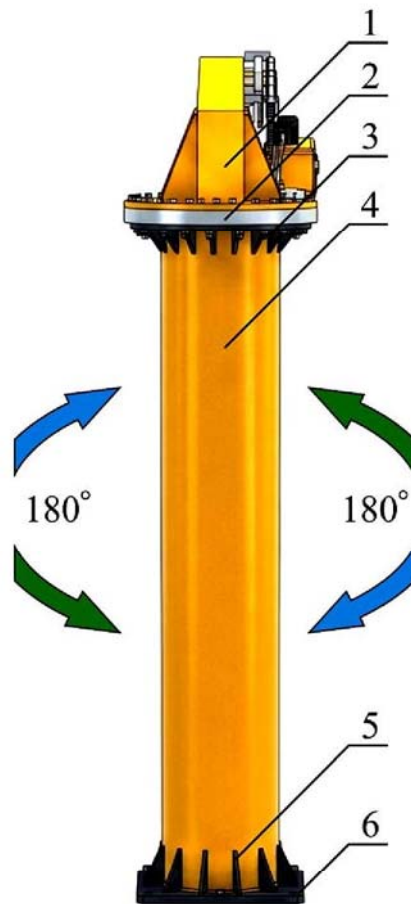
Рисунок 3.3 – Розташування на 3D моделі конструкції електропривода консольно-поворотного крана механізму переміщення електроталі

Горизонтальний рух вантажної платформи з електроталюкою здійснюється в обох напрямках по нижній напрямній балці, утворюючи робочу зону з максимальним вильотом до 2,3 м. Для запобігання аварійним ситуаціям, виходу обладнання за припустимі межі металоконструкції або його зіткнення з вертикальною опорною частиною, у системі передбачені кінцеві пристрої безпеки.

Крайню точку ходу на кінці стріли контролює обмежувач максимального граничного положення платформи (1, рис. 3.3), який автоматично вимикає живлення електропривода пересування при досягненні візком максимального робочого радіуса. Захист конструкції у протилежному напрямку забезпечує обмежувач мінімального граничного положення платформи (2, рис. 3.3), розташований у зоні стику балки з поворотною опорою. Ці засоби безпеки відповідають за своєчасне зупинення механізму переміщення електроталі в безпечних технологічних межах.

На рис. 3.4 представлена просторова тривимірна модель опорно-поворотного вузла консольно-поворотного крана, яка демонструє конструктивні елементи забезпечення радіальної рухливості консолі. Тримальним елементом виробу є масивна вертикальна колона (4, рис. 3.4), яка фіксується на робочому майданчику через спеціальні місця кріплення до підлоги (6, рис. 3.4), виконані у вигляді потужної фланцевої бази під анкерні болти. Для мінімізації напружень, компенсації згинальних моментів від ваги вантажу та посилення нижньої частини металоконструкції в основі передбачені жорсткі трикутні ребра міцності колони (5, рис. 3.4).

Верхня частина колони інтегрована з рухомою системою крана через високоміцний опорно-підшипниковий вузол (2, рис. 3.4), який виступає кінематичним центром обертання. Безпосереднє сполучення з горизонтальною двотавровою балкою консолі здійснюється через поворотну опору консолі (1, рис. 3.4), додатково зміцнену вертикальними ребрами міцності (3, рис. 3.4) для запобігання деформаціям металу при максимальних вильотах електричної талі з вантажем.



- 1) – поворотна опора консолі; 2) – опорно-підшипниковий вузол; 3) – ребра міцності консолі; 4) – колона; 5) – ребра міцності колони;
6) – місця кріплення до підлоги

Рисунок 3.4 – Розташування на 3D моделі конструкції електропривода консольно-поворотного крана виконавчого електрообладнання поворотного механізму

Всередині пустотілої вертикальної колони стаціонарно розміщено електроприводний механізм повороту, основу якого складає асинхронний електродвигун із короткозамкненим ротором і двоступеневий циліндричний редуктор. Шестерня, встановлена на приводному валу двигуна, передає обертальний момент на роликуюпорні шестерні, які пересуваються по нерухомій вантажоупорній обоймі й плавно повертають стрілу ліворуч на 180° та праворуч на 180° , що дозволяє отримати повноцінну кругову зону обслуговування у виробничому цеху.

3.2 Вибір гальмівного обладнання

Гальмівні важелі виконують функцію тримачів колодок, на робочих поверхнях яких закріплені фрикційні накладки. Вузол оснащений парою робочих пружин, які розташовані на спеціальній шпильці, що проходить через отвори у верхніх частинах важелів. Для коректного налаштування системи передбачені регулювальні гвинти, які фіксуються в заданому положенні за допомогою гайок. У просторі між головками цих гвинтів міститься розгальмовувальний кулачок, що з'єднаний шарнірним кріпленням із якорем електромагніту.

Процес роботи починається після ввімкнення електродвигуна, коли якорь електромагніту втягується в ярмо, змушуючи з'єднаний з ним важіль повернути розгальмовувальний кулачок. Це створює зусилля для відведення колодок від гальмівного барабана. Як тільки електродвигун вимикається, дія електромагніту припиняється, і стиснуті робочі пружини під дією своїх сил пружності миттєво повертають систему в стан гальмування. Для забезпечення належного функціонування гальмівних колодок між розгальмовувальним кулачком та регулювальними гвинтами обов'язково витримується технологічний зазор величиною від 0,5 до 0,6 мм [14].

Гальмівний момент визначаємо з урахуванням коефіцієнта запасу гальмування k_r

$$M_r = k_r \cdot M_1,$$

де $k_r = 1,25$ – для підйимального механізму вантажної платформи з двома гальмами.

Тоді

$$M_r = 1,25 \cdot 59 = 73,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Нормальна сила тиску колодок на гальмовий шків

$$N = \frac{M_{\Gamma}}{f \cdot D_{\text{ш}}},$$

де $f = 0,22$ – коефіцієнт тертя фрикційної вальцьованої стрічки по чавуну і сталі;

$D_{\text{ш}} = 0,17$ м – діаметр гальмового шківа.

Тоді

$$N = \frac{73,7}{0,22 \cdot 0,17} = 1970 \text{ Н.}$$

Відповідно до рівняння моментів сил відповідно осі шарніра гальмових важелів при нормально замкнутому гальмі визначаємо силу пружини, що діє на кожний із двох важелів.

Відповідно до формули, сила пружини становитиме

$$P_{\text{п}} = N \cdot \frac{l_1}{l_2 \cdot \eta},$$

де $l_1 = 0,105$ м та $l_2 = 0,245$ м – геометричні розміри гальма;

$\eta = 0,97$ – ККД важільної системи.

Тоді

$$P_{\text{п}} = 1970 \cdot \frac{0,105}{0,245 \cdot 0,97} = 870 \text{ Н,}$$

Сила, яка необхідна для розмикання гальм

$$P = \frac{N \cdot l_1}{l_1 + l_3},$$

$$P = \frac{1970 \cdot 0,105}{0,245 + 0,1} = 1009 \text{ Н.}$$

Сила електромагніту

$$P_m = \frac{P \cdot d}{l \cdot \eta} + \frac{G_b}{2},$$

де $G_b = 4 \text{ Н}$ – вага важеля, який з’єднує якір електромагніту з розмикальним кулачком.

Таким чином

$$P_m = \frac{1009 \cdot 0,012}{0,225 \cdot 0,97} + \frac{4}{2} = 57,5 \text{ Н.}$$

Робота сили тиску колодок на гальмовий шків

$$A = \frac{2 \cdot N \cdot \varepsilon}{\eta},$$

де $\varepsilon = 0,6 \text{ мм}$ – зазор, який утворюється, коли відходять колодки.

Тоді

$$A = \frac{2 \cdot 1970 \cdot 0,6}{0,97} = 2437 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Хід якоря електромагніту

$$h = \varepsilon \cdot \frac{l_1 + l_3}{l_1} \cdot \frac{l}{d},$$

$$h = 0,6 \cdot \frac{0,105 + 0,6}{0,105} \cdot \frac{0,225}{11} = 0,024 \text{ м.}$$

За значенням P_m вибираємо електромагніт серії МІС-5100 і регулюємо його значення розрахункового ходу h .

Осадка робочої пружини гальма під дією робочого навантаження $P_m = 1009 \text{ Н}$.

Отже

$$\Delta l_{\text{п}} = \frac{P_{\text{п}}}{C},$$

де $C = 39,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ – жорсткість пружини.

Тоді

$$\Delta l_{\text{п}} = \frac{1009}{39,5 \cdot 10^3} = 0,0255 \text{ м.}$$

Найбільший тиск на гальмівну накладку з вальцьованої стрічки

$$p_{\text{г.н}} = \frac{N}{l_{\text{г.н}} \cdot b_{\text{г.н}}},$$

де $l_{\text{г.н}} = 0,091 \text{ м}$ – довжина розгорнутої накладки;

$b_{\text{г.н}} = 0,03 \text{ м}$ – ширина накладки.

Тоді

$$p_{г.н} = \frac{1970}{0,091 \cdot 0,03} = 0,721 \text{ МПа.}$$

Таким чином, вибираємо колодкове гальмо серії ТТ-160.

Гальмівний механізм являє собою автоматичне вантажоупорне гальмо, об'єднане в привід двоступеневого редуктора [15]. Його основний гальмівний диск жорстко закріплений на проміжному валу-шестерні за допомогою шпонки. Другим елементом гальмівної пари виступає зубчасте колесо першого ступеня редуктора, яке встановлене на валу через триходову трапецієподібну різьбу. Між цими двома дисками розміщується вільно обертове храпове колесо, до бічних поверхонь якого прикріплені фрикційні кільця.

Коли двигун працює на підймання, напрямок різьби вала змушує зубчасте колесо зміщуватися вліво. Це зусилля притискає храпове колесо до гальмівного диска, створюючи єдиний блок. У такому стані собачка храпового механізму ковзає по зубцях або не входить у зачеплення, дозволяючи вільно обертати вал-шестерню.

У момент зупинки двигуна під дією ваги вантажу виникає зворотний крутний момент. Собачка миттєво фіксує храпове колесо, не даючи йому обертатися. Оскільки зубчасте колесо через різьбу продовжує бути притиснутим до храпового колеса, сили тертя надійно блокують вал, утримуючи вантаж у нерухомому стані.

Процес опускання вантажу реалізується через динамічну рівновагу. При ввімкненні двигуна в протилежний бік вал-шестерня починає обертатися, а зубчасте колесо завдяки різьбі відгвинчується вправо, послаблюючи тиск на фрикційні накладки. Це дає змогу диску та колесу повертатися відносно заблокованого собачкою храпового колеса. Як тільки швидкість опускання починає зростати, зубчасте колесо знову зсувається вліво, збільшуючи силу тертя і сповільнюючи рух. Даний процес безперервного осьового зворотно-

поступального руху зубчастого колеса забезпечує стабільну швидкість опускання вантажу, яка безпосередньо залежить від частоти обертання вала двигуна.

Кут підйому трихолової гвинтової різьби на валу-шестерні при $\alpha = 10^\circ$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_3 \cdot t}{\pi \cdot d_{\text{cp}}},$$

де $a_3 = 3$ – кількість заходів різьби [16];

$t = 8$ мм – крок різьби;

d_{cp} – середній діаметр різьби

$$d_{\text{cp}} = \frac{50 + 38}{2} = 44 \text{ мм.}$$

Тоді

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{3 \cdot 0,008}{3,14 \cdot 0,044} = 0,174.$$

Осьова сила, яка стискає фрикційні кільця і замикає гальмо

$$F_a = \frac{M_2}{r \cdot \operatorname{tg} \cdot (\alpha + \rho) + f \cdot R_{\text{cp}}},$$

де $r = 22$ мм – середній радіус гвинтової різьби;

$\rho = 2^\circ$ – кут тертя в різьбовій парі в разі роботи в мастильній ванні;

$f = 0,12$ – коефіцієнт тертя фрикційної накладки з вальцьованої стрічки по сталі в мастилі;

$R_{\text{cp}} = 93$ мм – середній радіус поверхні тертя.

Тоді

$$F_a = \frac{540}{0,022 \cdot 0,174 \cdot (10 + 2) + 0,12 \cdot 0,093} = 9457 \text{ Н.}$$

Гальмівний момент вантажоупорного гальма

$$M_{2г} = f \cdot L \cdot R_{cp} \cdot n,$$

де $n = 2$ – кількість пар поверхонь тертя в гальмах.

Таким чином

$$M_{2г} = 0,12 \cdot 24732 \cdot 0,093 \cdot 2 = 552 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Гальмівний момент має задовольняти умову

$$M_{2г} \geq k_r \cdot M_2 = 1,25 \cdot 540 = 675 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Вантажоупорне гальмо в платформі переміщення застосовують як друге гальмо для опускання вантажу і тому коефіцієнт запасу гальмування беруть 1,25.

Надійність утримання вантажу в підвішеному стані забезпечується, якщо виконується нерівність

$$f \cdot R_{cp} \cdot n \geq [r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_{cp}] \cdot \eta_3^2.$$

Для нашого розрахунку

$$f \cdot R_{cp} \cdot n = 0,12 \cdot 0,093 \cdot 2 = 0,0223,$$

$$\left[r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_{\text{cp}} \right] \cdot \eta_3^2 = 0,022 \cdot 0,174 + 0,12 \cdot 0,096 \cdot 0,97^2 = 0,0537.$$

Рух вантажу вниз припиняється за умови

$$r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \leq R_{\text{cp}} \cdot f \cdot \frac{1}{k_r},$$

$$r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 0,022 \cdot 0,174 \cdot (10 + 2) = 0,0459,$$

$$R_{\text{cp}} \cdot f \cdot \frac{1}{k_r} = 0,093 \cdot 0,174 \cdot \frac{1}{1,25} = 0,0459.$$

Перевірка гвинтової різьби на замикання

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (d_3^2 - d_{\text{в}}^2) \cdot z},$$

де $d_3 = 50$ мм – зовнішній діаметр гвинтової різьби;

$d_{\text{в}} = 38$ мм – внутрішній діаметр гвинтової різьби;

$z = 4$ – кількість витків різьби, які сприймають навантаження.

Тоді

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4 \cdot 9457}{3,14 \cdot (0,05^2 - 0,038^2) \cdot 4} = 2,94 \text{ МПа.}$$

Таким чином, вибираємо вантажоупорні гальма типу 106-18А.

3.3 Розрахунок навантаження двотавру консольно-поворотного крана

Насамперед вибираємо двотаврову балку і перевіряємо її на міцність.

Необхідний момент опору згину

$$W_{tp} = \frac{M_{\max}}{1,12 \cdot R},$$

де $M_{\max} = 200 \text{ т} \cdot \text{м}$ – максимальний момент від діючої сили вантажу;

$R = 2,1 \text{ т/см}^2$ – розрахунковий опір;

Тоді

$$W_{tp} = \frac{200}{1,12 \cdot 2,1} = 85,03 \text{ см}^3.$$

Знайдемо необхідний момент інерції

$$I_{tp} = \frac{F \cdot L^2 \cdot 100^2 \cdot f_{ul}}{3 \cdot E},$$

де $f_{ul} = 120 \text{ Н}$ – вертикальний граничний прогин;

$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ – технічний параметр вибраної сталі;

$F = 4000 \text{ т}$ – вертикальна дії сили вантажу.

Таким чином, матимемо

$$I_{tp} = \frac{4000 \cdot 2^2 \cdot 100^2 \cdot 120}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6} = 304,8 \text{ см}^4.$$

За параметрами W_{tp} та I_{tp} обираємо двотаврову балку № 30.

Розміри поперечного перерізу двотавра

$$b = 300 \text{ мм},$$

$$d = 11 \text{ мм},$$

$$W_x = 1,09 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3,$$

$$a = \frac{b-d}{2} = \frac{300-11}{2} = 144 \text{ мм},$$

$$p_k = 46 \text{ мм}.$$

Полицю двотавра перевіряємо на місцевий згин від дії зосереджених сил з боку ходових коліс платформи переміщення (рис. 3.5).

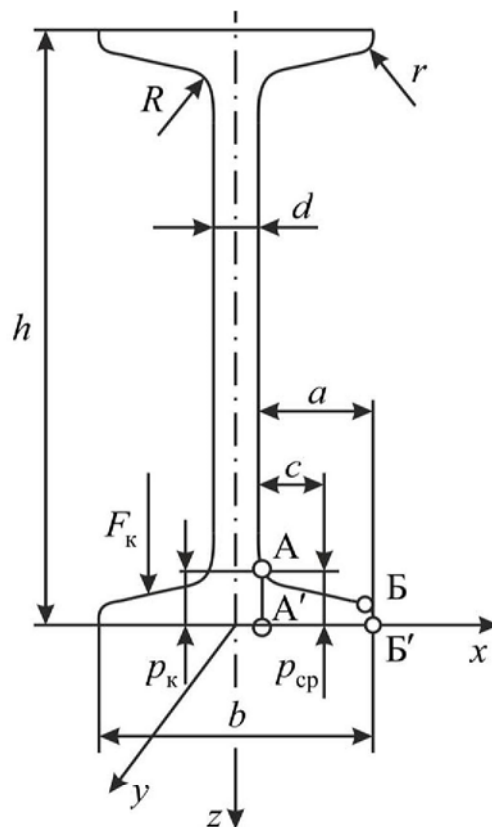


Рисунок 3.5 – Схема до розрахунку полиці двотавра на місцевий згин

У нашому розрахунку при ширині колеса $b_k = 65$ мм і товщині реборди в основі $b_p = 25$ мм

$$c = a - \frac{b_k - b_p}{2},$$

$$c = 144 - \frac{65 - 25}{2} = 124 \text{ мм.}$$

Розрахункова вертикальна сила, що діє на одне колесо платформи

$$F_k = k_d \cdot \frac{G_{зч}}{2} + \frac{G_{т.зч}}{2},$$

де $G_{зч}$, $G_{т.зч}$ – ваги, які припадають на ведучі колеса відповідно від номінального вантажу і ваги платформи переміщення.

Тоді

$$F_k = 1,2 \cdot \frac{23789}{2} + \frac{4169}{2} = 16357 \text{ Н.}$$

Напруження від згину в площині кореневого перерізу полиці

$$\sigma = \pm \frac{k_1 \cdot F_k}{P_k^2},$$

де $k_1 = 2,8$ – коефіцієнт, який залежить від співвідношення c/a (рис. 3.12).

Тоді

$$\sigma = \pm \frac{2,8 \cdot 16357}{0,0046^2} = \pm 21,6 \text{ МПа.}$$

Напруження від згину в перерізі полиці в площині, що розміщена на відстані c від вертикальної стінки двотавра

$$\sigma_c = \pm \frac{k_2 F_K}{p_K^2},$$

де $k_2 = 0,87$ – коефіцієнт, який залежить від співвідношення c/a , (рис. 3.6).

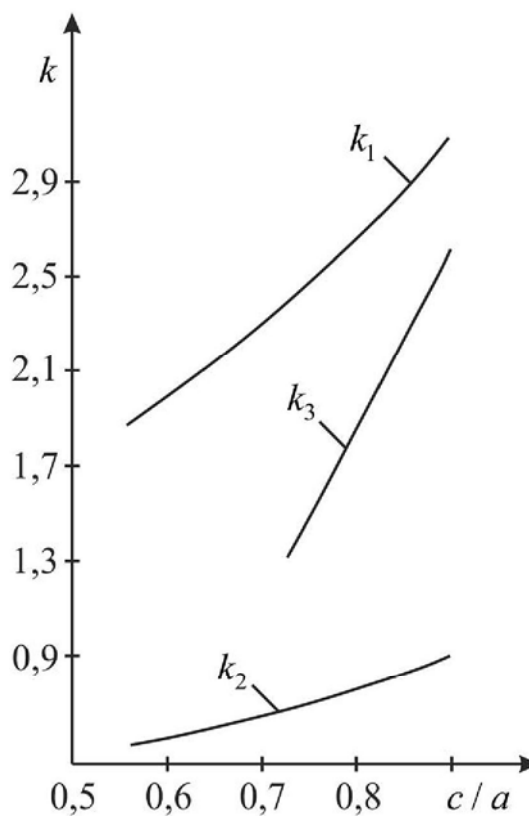


Рисунок 3.6 – Графіки залежностей коефіцієнтів

Тоді

$$\sigma_c = \pm \frac{0,87 \cdot 16357}{0,0046^2} = \pm 6,73 \text{ МПа.}$$

Для значень σ та σ_c знак плюс стосується точки А кореневого перерізу, а знак мінус – точки А' того самого перерізу.

Напруження від згину по вільному краю полиці

$$\sigma_a = \pm \frac{k_3 F_K}{p_{cp}^2},$$

де $p_{cp} = p_K = 46$ мм – товщина пологої стінки двотавра.

Тоді

$$\sigma_a = \pm \frac{2,4 \cdot 16357}{0,0046^2} = \pm 18,6 \text{ МПа.}$$

Для значення σ_a знак плюс стосується точки Б' на нижній межі перерізу, а знак мінус – точки Б, що розміщена на верхній межі перерізу полиці.

Зведене напруження в кореновому перерізі полиці від місцевого згину

$$\sigma_{зв} = \sqrt{\sigma^2 + \sigma_c^2 - \sigma \cdot \sigma_c},$$

$$\sigma_{зв} = \sqrt{21,6^2 + 6,73^2 - 21,6 \cdot 6,73} = 19,1 \text{ МПа,}$$

Отже, не перевищує допустимого.

3.4 Вибір електричної принципової схеми керування електроприводом консольно-поворотного крана

Система електроживлення та керування консольно-поворотним краном в якості електричного живлення використовує мережу змінного струму з напругою 380 В. Енергія до механізмів приводу подається за допомогою гнучкого силового кабелю, що забезпечує необхідну рухливість обладнання [17].

Безпосередній контроль над роботою консольно-поворотного крана, включаючи керування режимами підйому та спуску вантажу, здійснюється

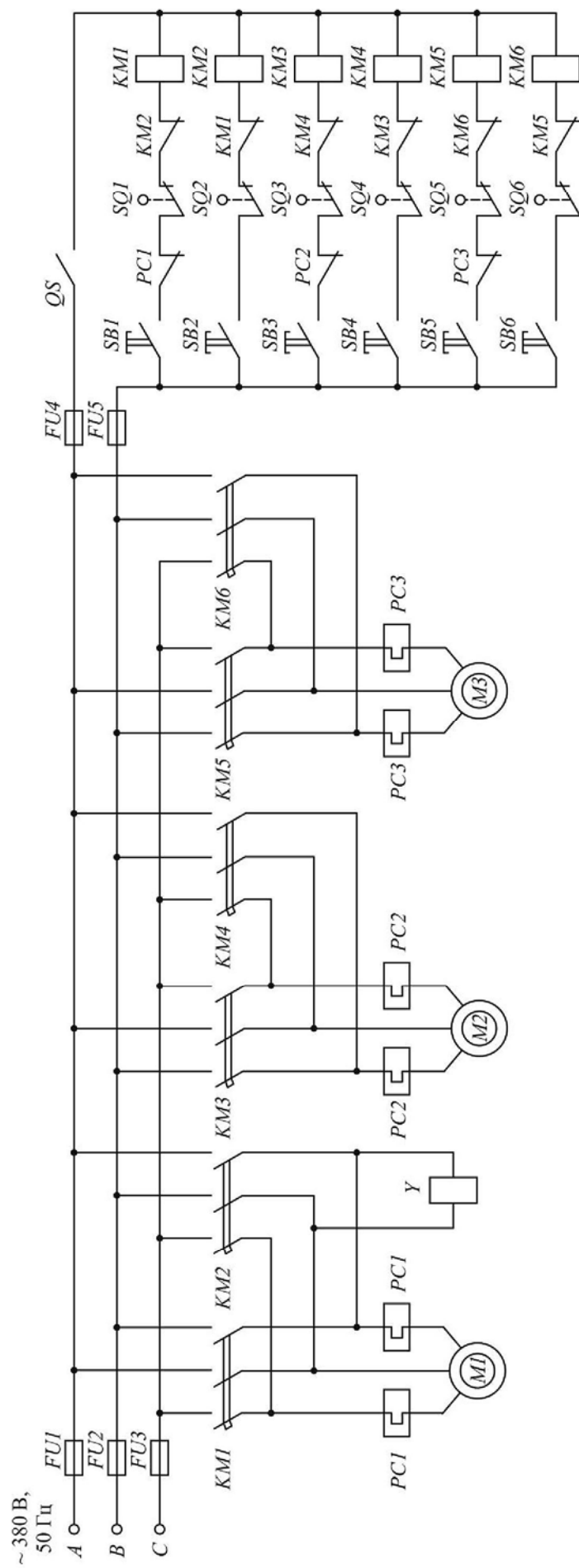
оператором за допомогою підвісного кнопочового пульта. Саме цей пристрій виступає інтерфейсом для ручного управління всіма функціями крана, зокрема й активацією колодкового гальма електродвигуна, що дозволяє безпечно зупинити або утримувати вантаж у стаціонарному положенні.

Для глибокого розуміння роботи електричної схеми керування консольно-поворотним краном важливо деталізувати взаємодію між командними кнопками та силовими елементами. В основі лежить принцип логічного вибору режиму, де кожна кнопка пульта (*SB1 – SB6*) замикає коло живлення відповідної котушки контактора (*KM1 – KM6*), що відповідає за конкретний напрямок руху двигунів (*M1 – M3*).

При натисканні кнопки оператор подає напругу на котушку контактора, яка миттєво замикає силові контакти в колі статора електродвигуна, запускаючи механізм. Важливою особливістю схеми є система електричного взаємоблокування, реалізована за допомогою нормально замкнутих контактів контакторів, що відповідають за протилежні напрямки руху (наприклад, контакти *KM2* в колі *KM1*). Це означає, що коли активовано «підйом» (*KM1*), коло «спуску» (*KM2*) фізично розірване, що виключає ризик короткого замикання через одночасну подачу струму на обмотки двигуна.

Надійність роботи гарантують кінцеві вимикачі (*SQ1 – SQ6*), які виконують функцію запобіжних пристроїв. Вони встановлюються у фізичних точках обмеження ходу і працюють як електричні «ворота»: коли вантажна платформа (електроприводний механізм *M2*) або підвіс (електроприводний механізм *M1*) досягають критичної межі, відповідний вимикач розриває коло живлення, примусово зупиняючи двигун до того, як станеться механічний удар або перевантаження. Такий підхід забезпечує автоматичну зупинку без участі оператора, що є критично важливим для безпеки.

Додатково реле струму (*PC1 – PC3*) безперервно контролює навантаження на електродвигуни, знеструмлюючи схему при виникненні небезпечного перевищення сили струму, що захищає двигун від перегріву та згорання обмоток у складних робочих умовах.



KM1 – KM6 – електромагнітні контактори; *M1 – M3* – виконавчі електродвигуни; *Y* – електромагніт колодкового гальма; *PC1 – PC3* – реле струму; *SB – SB6* – кнопки пульта керування; *SQ1 – SQ6* – граничні вимикачі;
FU1 – FU6 – плавкі запобіжники

Рисунок 3.5 – Електрична принципова схема керування електроприводом консольно-поворотного крана

Захист від струмів короткого замикання забезпечують плавкі запобіжники ($FU1 - FU5$). Після завершення роботи вимикач під ключ (QS) повністю знеструмлює керуючу та силову частини, унеможливаючи несанкціонований запуск.

4 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ РОЗРОБКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА КОНСОЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 3,5 Т

4.1 Розрахунок механізму підйому/спуску вантажу

Сила натягу каната, який намотується на барабан під час підіймання вантажу

$$F_{\text{н}} = \frac{G}{u \cdot \eta_{\text{п}}},$$

$$F_{\text{н}} = \frac{34335}{2 \cdot 0,96} \approx 17882 \text{ Н},$$

де $\eta_{\text{п}} = \eta_{\text{бл}} = 0,96$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспасти;

$u = 2$ – кратність поліспасти [18];

G – вага номінального вантажу визначається з виразу

$$G = Q \cdot g,$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Тоді

$$G = 3500 \cdot 9,81 = 34335 \text{ Н}.$$

Розривна сила для каната

$$F_p \geq n_k \cdot F_H = 5 \cdot 17882 = 89410 \text{ Н},$$

де $n_k = 5$ – запас міцності каната.

Вибираємо канат типу ЛК-3 конструкції 6х25+1 діаметром $d = 13,5$ мм з розривною силою $F_{p1} = 106000$ Н.

Фактичний запас міцності каната

$$n_\phi = \frac{F_{p1}}{F_H},$$

$$n_\phi = \frac{106000}{20436} \approx 5,2.$$

В електроприводі КПК виконавчий двигун підйимального механізму електроталі вмонтовують у барабан, утворюючи тим самим вузол мотор – барабан. У зв'язку з цим розміри барабана треба узгоджувати з розмірами статора двигуна.

Розрахункова потужність електродвигуна

$$P_p = \frac{G \cdot v}{10^3 \cdot \eta_m},$$

де $\eta_m = 0,87$ – загальний ККД підйимального механізму (дорівнює добутку ККД поліспасти, барабана і редуктора);

$v = 0,12$ м/с – швидкість підйому/спуску вантажу.

Тоді

$$P_p = \frac{39239 \cdot 0,12}{10^3 \cdot 0,87} = 5,41 \text{ кВт.}$$

Вибираємо АД з короткозамкненим ротором серії *МТКФ112-6* потужністю 5,8 кВт, $n = 870$ об/хв, $M_{\max} / M_n = 2$, $I_p = 0,065 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Діаметр барабана по дну канавки

$$D = D_{\text{ст}} + 2h_{\text{в}} + 2\delta,$$

де $D_{\text{ст}} = 175$ мм – зовнішній діаметр статора для електродвигуна;

$h_{\text{в}} = 14$ мм – глибина вентиляційних пазів на барабані;

$\delta = 11$ мм – товщина стінки барабана.

Тоді

$$D = 175 + 2 \cdot 14 + 2 \cdot 11 = 225 \text{ мм.}$$

Крім того, найменший діаметр барабана по дну канавки має задовольняти умову

$$D \geq (e - 1) \cdot d_{\text{к}} = (20 - 1) \cdot 13,5 = 256 \text{ мм,}$$

де $e = 20$ – поправочний коефіцієнт [19].

Остаточно діаметр барабана по дну канавки $D = 260$ мм.

Кількість робочих витків каната на барабані

$$z_p = \frac{H \cdot u}{\pi \cdot (D + d_{\text{к}})},$$

$$z_p = \frac{6,2 \cdot 2}{3,14 \cdot (0,26 + 0,0135)} = 14,4.$$

Загальна кількість витків каната в барабані

$$z = z_p + z_3 = 15 + 3 = 18,$$

де $z_3 = 3$ – кількість запасних витків, які залишаються на барабані, коли вантаж опускають на повну висоту.

Довжина нарізної частини барабана

$$L = z \cdot t = 18 \cdot 10 = 180 \text{ мм},$$

де $t = 10$ мм – крок гвинтової канавки для укладання каната на барабані.

Спосіб кріплення вантажного каната на платформах безпосередньо залежить від конструктивної орієнтації барабана відносно опорних балок.

Для платформ, де барабан розташований уздовж осі дворейкової балки, застосовується комбінований метод фіксації. Один кінець каната жорстко кріпиться безпосередньо до фланця барабана за допомогою трьох стопорних гвинтів, що розміщуються у спеціальній кільцевій канавці. Натомість інший кінець каната фіксується на корпусі самої вантажної платформи за допомогою надійного клинового з'єднання.

Якщо ж конструкція платформи передбачає поперечне розміщення барабана стосовно осі дворейкової ходової балки, схема кріплення змінюється. У цьому випадку обидва кінці каната фіксуються стопорними гвинтами безпосередньо у відповідних кільцевих канавках, проточених у фланцях барабана. Така конфігурація зазвичай супроводжується використанням зведеного двократного поліспаста, що забезпечує необхідну вантажопідйомність та стабільність руху.

Статичний крутний момент на валу барабана при підйманні вантажу

$$M_{\delta} = \frac{F_{\text{н}} \cdot a \cdot (D + d_{\text{к}})}{2 \cdot \eta_{\delta}},$$

де $a = 1$ – кількість віток каната, які намотують на барабан.

Тоді

$$M_{\delta} = \frac{20436 \cdot 1 \cdot (0,26 + 0,0135)}{2 \cdot 0,98} = 2851 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Частота обертання барабана

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot v \cdot u}{\pi \cdot (D + d_{\text{к}})},$$

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot 0,12 \cdot 2}{3,14 \cdot (0,26 + 0,0135)} = 16,8 \text{ об/хв.}$$

Розрахункове передатне число редуктора

$$u_{\text{р}} = \frac{n}{n_{\delta}} = \frac{870}{16,8} = 51,8.$$

Передатне число двоступеневого редуктора

$$u_{\text{р}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = u_1 \cdot u_2,$$

де u_1 та u_2 – передатні числа відповідно першого і другого ступенів редуктора.

Із умови забезпечення приблизно однакової міцності коліс першого і другого ступенів редуктора беремо $u_1 = 1,75 \cdot u_2$.

Отже $u_p = 1,75 \cdot u_2^2$, звідки

$$u_2 = \sqrt{\frac{u_p}{1,75}} = \sqrt{\frac{51,8}{1,75}} = 5,44,$$

$$u_1 = \frac{u_p}{u_2} = \frac{51,8}{5,44} = 9,52.$$

При $z_1 = 10$

$$z_2 = u_1 \cdot z_1 = 9,52 \cdot 10 = 95,2,$$

$$u_{1\phi} = \frac{95,2}{10} = 9,52.$$

При $z_3 = 9$

$$z_4 = u_2 \cdot z_3 = 5,44 \cdot 9 = 49,$$

$$u_{2\phi} = \frac{49}{9} = 5,44.$$

Обираємо фактичне передатне число редуктора $u_\phi = 51$.

Фактична швидкість підймання вантажу

$$v_\phi = v \cdot \frac{u_p}{u_\phi},$$

$$v_{\phi} = 0,12 \cdot \frac{51,8}{51} \approx 0,13 \text{ м/с.}$$

Вибираємо двоступеневий циліндричний редуктор типу Ц2-350-1000.

Для співвісного редуктора міжосьова відстань

$$a_{w1} = a_{w2} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_3 + d_4}{2} = m_1 \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = m_2 \cdot \frac{z_3 + z_4}{2},$$

де $d_1 \dots d_4$ – діаметри ділительних кіл зубчастих коліс [20];

m_1 та m_2 – модулі зубчастих коліс відповідно першого і другого ступенів передачі.

Номінальний крутний момент на проміжному (тихохідному) валу

$$M_2 = \frac{M_6}{u_2 \cdot \eta_3},$$

$$M_2 = \frac{2851}{5,44 \cdot 0,97} = 540 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\eta_3 = 0,97$ – ККД зубчастої передачі одного ступеня.

Номінальний крутний момент на швидкохідному валу

$$M_1 = \frac{M_6}{u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_3^2},$$

$$M_1 = \frac{2851}{9,52 \cdot 5,44 \cdot 0,97^2} \approx 59 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4.2 Розрахунок механізму переміщення платформи

Механізм горизонтального переміщення електроталі, детально описаний у третьому розділі вашої кваліфікаційної роботи, базується на інтеграції привідного вузла безпосередньо з ходовою частиною. Силова установка представлена електродвигуном, який жорстко закріплений на корпусі редуктора механізму пересування. Вихідний вал цього редуктора безпосередньо взаємодіє з привідними колесами, забезпечуючи передачу крутного моменту. Вся колісна група, що охоплює як привідні, так і неprivідні елементи, з'єднана з рамою платформи через шарнірні вузли. Електроталь рухається по двотавровій балці №30 довжиною 2,35 м. Допустимий місцевий уклон (відношення стріли прогину до відстані між опорами) $\alpha_y = 0,003$.

Електроталь рухається за допомогою двох привідних коліс платформи переміщення, які приводяться в рух від виконавчого електродвигуна через циліндричну зубчасту передачу одного двоступеневого редуктора.

Опір пересуванню платформи від тертя

$$W_T = k_p \cdot (G + G_T) \cdot \frac{f \cdot d + 2 \cdot k}{D_k},$$

де $G_T = 8338$ Н – вага платформи;

$m_T = 850$ кг – маса платформи;

$D_k = 90$ мм – діаметр ходового колеса;

$d = 32$ мм – діаметр цапфи;

$k = 4 \cdot 10^{-4}$ м – коефіцієнт тертя кочення;

$f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в шарикопідшипниках;

$k_p = 2$ – коефіцієнт, який враховує додаткові опори від тертя реборд і торців ходових коліс.

Таким чином, отримаємо

$$W_T = 2 \cdot (39239 + 8338) \cdot \frac{0,015 \cdot 0,032 + 2 \cdot 0,0004}{0,09} = 1353 \text{ Н.}$$

Опір руху від уклону ходового шляху

$$W_y = \alpha_y \cdot (G + G_T),$$

$$W_y = 0,002 \cdot (39239 + 8338) = 95,2 \text{ Н.}$$

Загальний статичний опір пересуванню електроталі

$$W = W_T + W_y,$$

$$W = 1353 + 95,2 = 1448 \text{ Н.}$$

Статична потужність, необхідна для пересування платформи з вантажем

$$P_{\text{ст}} = \frac{W \cdot v_B}{10^3 \cdot \eta_M},$$

де $\eta_M = 0,85$ – ККД механізму передачі при номінальному навантаженні.

Тоді

$$P_{\text{ст}} = \frac{1448 \cdot 0,14}{10^3 \cdot 0,85} = 0,238 \text{ кВт.}$$

Вибираємо електродвигун типу 4АА63А4У3 потужністю $P = 0,25$ кВт,
 $n = 1500$ об/хв, $M_{\max} / M_H = 2,2$, $M_{II} / M_H = 2$, $M_{\min} / M_H = 1,2$, $I_p = 0,08$ кг·м².

Конструкція механізму переміщення платформи представлена в 3 розділі даної кваліфікаційної роботи.

Частота обертання ходового колеса

$$n_k = \frac{60 \cdot v_B}{\pi \cdot D_k},$$

$$n_k = \frac{60 \cdot 0,14}{3,14 \cdot 0,09} = 29,7 \text{ об/хв.}$$

Обираємо передатне число редуктора

$$u_{p.\phi} = 51.$$

Вибираємо двоступеневий циліндричний редуктор типу Ц2-250-1500.

Фактична швидкість горизонтального руху електроталя

$$u_{B.\phi} = \frac{n}{u_p} \cdot \pi \cdot D_k,$$

$$u_{B.\phi} = \frac{1500}{51} \cdot 3,14 \cdot 0,09 = 8,31 \text{ м/хв} \approx 0,14 \text{ м/с.}$$

Номінальний момент двигуна

$$M_H = \frac{P}{\omega},$$

$$M_{\text{н}} = \frac{0,25 \cdot 10^3}{157} = 1,59 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зведений до вала електродвигуна статичний момент сил опору пересуванню електроталі з номінальним вантажем

$$M_{\text{ст.н}} = \frac{W \cdot D_{\text{к}}}{2 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot u_{\text{р}}},$$

$$M_{\text{ст.н}} = \frac{1448 \cdot 0,09}{2 \cdot 0,85 \cdot 51} = 1,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент електродвигуна в період пуску

$$M_{\text{п}} = 1,6 \cdot M_{\text{н}} = 1,6 \cdot 1,59 = 2,54 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальний пусковий момент електродвигуна (найбільший, з урахуванням падіння напруги $U_{\text{н}}$ в мережі до 10%)

$$M_{\text{max}} = 2,2 \cdot M_{\text{н}} \cdot \left(\frac{0,9 \cdot U_{\text{н}}}{U_{\text{н}}} \right)^2,$$

$$M_{\text{max}} = 2,2 \cdot 1,59 \cdot 0,81 = 2,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середній момент електродвигуна в період пуску

$$M_{\text{п.ср}} = \frac{M_{\text{max}} + M_{\text{п}}}{2},$$

$$M_{п.ср} = \frac{2,83 + 2,54}{2} = 2,68 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зведений момент інерції електроталя для механізму пересування з вантажем

$$I_{зв} = \delta \cdot I_{р.ш} + \frac{(m_{т} + m_{в}) \cdot R_{к}^2}{u_{р}^2 \cdot \eta_{м}},$$

де значення $I_{р.ш}$ визначається з виразу

$$I_{р.ш} = I_{р} + I_{ш},$$

де $I_{ш} = 0,004 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції шестерні, що закріплена на валу електродвигуна.

Тоді

$$I_{р.ш} = 0,08 + 0,004 = 0,084 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Відповідно, отримаємо

$$I_{зв} = 1,2 \cdot 0,084 + \frac{(850 + 4000) \cdot 0,135^2}{51^2 \cdot 0,85} = 0,141 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Тривалість пуску двигуна

$$t_{п} = \frac{I_{зв} \cdot \omega}{M_{п.ср} - M_{ст.п}},$$

$$t_{\text{п}} = \frac{0,14 \cdot 157}{2,68 - 1,5} = 18,6 \text{ с.}$$

Прискорення під час пуску номінально навантаженої платформи

$$a_{\text{п}} = \frac{v_{\text{в.ф.}}}{t_{\text{п}}},$$

$$a_{\text{п}} = \frac{0,14}{18,6} = 0,00753 \text{ м/с}^2.$$

Шлях вантажної платформи з вантажем за час пуску

$$l_{\text{п}} = \frac{v_{\text{в.ф.}}}{2} \cdot t_{\text{п}},$$

$$l_{\text{п}} = \frac{0,14}{2} \cdot 18,6 = 1,3 \text{ м.}$$

Сила опору пересуванню електродатчика без вантажу

$$W_1 = 0,03 \cdot G_{\text{т}} = 0,03 \cdot 8338 = 250 \text{ Н.}$$

Момент опору пересуванню електродатчика без вантажу

$$M_1 = \frac{W_1 \cdot D_{\text{к}}}{2 \cdot u_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$M_1 = \frac{250 \cdot 0,09}{2 \cdot 51 \cdot 0,85} = 0,26 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Зведений момент інерції механізму пересування електроталі без вантажу

$$I_{\text{зв.н}} = I_{\text{р.ш}} + \frac{m_{\text{т}} \cdot R_{\text{к}}^2}{u_{\text{р}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$I_{\text{зв.н}} = 1,2 \cdot 0,084 + \frac{850 \cdot 0,135^2}{51^2 \cdot 0,85} = 0,108 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Щоб забезпечити запас зачеплення привідних коліс з двотавровою балкою під час пуску ненавантаженого електроталі, його прискорення не повинно перевищувати значення, обчисленого раніше

$$a_{\text{п.мак}} = \left[\frac{4169}{8338} \cdot \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{0,108}{0,09} \right) - \frac{2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,032}{0,09} \cdot 2 \right] \cdot 9,81 = 6,42 \text{ м/с}^2,$$

де сила

$$G_{\text{т.зч}} = \frac{1}{2} \cdot G_{\text{т}},$$

$$G_{\text{т.зч}} = \frac{1}{2} \cdot 8338 = 4169 \text{ Н.}$$

Номінальне прискорення під час пуску електроталі

$$a_{\text{п}} = \frac{a_{\text{п.мак}}}{2},$$

$$a_{\text{п}} = \frac{6,42}{2} = 3,21 \text{ м/с}^2.$$

Тривалість пуску двигуна ненавантаженого електроталія

$$t_{\pi} = \frac{v_{\text{в.}\phi}}{a_{\pi}},$$

$$t_{\pi} = \frac{0,14}{3,21} = 0,05 \text{ с.}$$

Шлях електроталія без вантажу за період пуску

$$l_{\pi} = \frac{v_{\text{в.}\phi}}{2} \cdot t_{\pi},$$

$$l_{\pi} = \frac{0,14}{2} \cdot 0,05 = 0,0035 \text{ м.}$$

Коефіцієнт запасу зчеплення привідних коліс ненавантаженого електроталія з двотавровою балкою

$$k_{\text{зч.н}} = \frac{G_{\text{т.зч}} \cdot \varphi}{W + G_{\text{т}} \cdot \left(\frac{a_{\pi}}{g} - \frac{n_{\text{пп}}}{n_{\text{к}}} \cdot f \cdot \frac{d}{D_{\text{к}}} \right)} \leq 1,2,$$

$$k_{\text{зч.н}} = \frac{4169 \cdot 0,2}{250 + 8338 \cdot \left(\frac{3,21}{9,81} - \frac{2}{4} \cdot 0,015 \cdot \frac{0,0004}{0,09} \right)} = 0,28 < 1,2.$$

Коефіцієнт запасу зчеплення навантаженого електроталія

$$k_{зч} = \frac{G_{зч} \cdot \varphi}{W + (G + G_T) \cdot \left(\frac{a}{g} - \frac{n_{пр}}{n_k} \cdot f \cdot \frac{d}{D_k} \right)} \geq 1,2.$$

$$k_{зч} = \frac{23789 \cdot 0,2}{1448 + (39239 + 8338) \cdot \left(\frac{0,00753}{9,81} - \frac{2}{4} \cdot 0,015 \cdot \frac{0,0004}{0,09} \right)} = 3,21,$$

де $G_{зч} = 23789$ Н – навантаження на привідні колеса платформи переміщення від ваги вантажу і платформи;

$\varphi = 0,2$ – коефіцієнт зчеплення привідних коліс з двотавровою балкою для механізмів, які працюють в закритих приміщеннях;

$n_k = 4$ – загальна кількість ходових коліс;

$n_{пр} = 2$ – кількість привідних коліс.

Необхідний середній пусковий момент електродвигуна для розгону ненавантаженого електроталія з $t_{п} = 0,05$ с

$$M_{п.ср} = \frac{I_{зв.т} \cdot \omega}{t_{п}} + M_{ст.п},$$

$$M_{п.ср} = \frac{0,108 \cdot 157}{0,05} + 0,26 = 339 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо гальмо ТКТ-300 і регулюємо на розрахунковий момент.

4.3 Розрахунок механізму повороту крана

Вага вантажу та електроталі

$$F_{\text{гт}} = (m_{\text{г}} + m_{\text{т}}) \cdot g,$$

де $m_{\text{г}} = 3500$ кг – маса вантажу;

$m_{\text{т}} = 850$ кг – маса електроталі.

Отже

$$F_{\text{гт}} = (3500 + 850) \cdot 9,81 \approx 42674 \text{ Н.}$$

Вага стріли

$$F_{\text{с}} = k \cdot F_{\text{гт}} \cdot \lambda_{\text{с}},$$

де $F_{\text{гт}} \approx 4,27 \cdot 10^4$ Н·м – вага вантажу та електроталі;

$k = 0,3$ – коефіцієнт ваги стріли;

$\lambda_{\text{с}} = 4,1$ м – довжина стріли.

Тоді

$$F_{\text{с}} = 0,3 \cdot 4,27 \cdot 10^4 \cdot 4,1 = 58520 \text{ Н.}$$

Реакція упорного підшипника

$$F_{\text{в}} = F_{\text{гт}} + F_{\text{с}},$$

$$F_{\text{в}} = 42674 + 58520 = 101194 \text{ Н.}$$

Вибираємо 3222 тип підшипника з наступними параметрами:

- $d_v = 110$ мм – внутрішній діаметр підшипника;
- $D_v = 200$ мм – зовнішній діаметр підшипника;
- $h_v = 70$ мм – висота підшипника;

Момент вигинаючий вертикальну колону

$$M_{\text{вкл}} = F_{\text{гт}} \cdot \lambda_{\text{гт}} + F_{\text{с}} \cdot \lambda_{\text{с}},$$

де $\lambda_{\text{гт}} = 6,232$ м – висота колони.

Таким чином

$$M_{\text{вкл}} = 42674 \cdot 6,232 + 58520 \cdot 4,1 \approx 505876 \text{ Нм.}$$

Реакція радіального підшипника

$$F_h = \frac{M_{\text{вкл}}}{h},$$

де $h = 1,865$ м – відстань між радіальними підшипниками.

Тоді

$$F_h = \frac{505875}{1,865} = 271246 \text{ Н.}$$

Вибираємо 11310 тип підшипника з параметрами:

- $d_{h1} = 50$ мм – внутрішній діаметр підшипника;
- $d_{h2} = 120$ мм – зовнішній діаметр підшипника;
- $h_d = 45$ мм – висота підшипника.

Момент сили тертя

$$T_{\text{тр}} = 0,5 \cdot f \cdot \left(F_v \cdot \frac{d_v}{1000} + F_h \cdot \left(\frac{d_{h1} + d_{h2}}{1000} \right) \right),$$

$$T_{\text{тр}} = 0,5 \cdot 0,015 \cdot \left(106098 \cdot \frac{110}{1000} + 271246 \cdot \left(\frac{50 + 120}{1000} \right) \right) \approx 454 \text{ Нм.}$$

Для виготовлення вертикальної колони вибираємо трубу металеву безшовну гарячедеформовану ГОСТ 8732-78 з зовнішнім діаметром $D_{\text{нк}} = 711 \text{ мм}$.

Момент інерції крана

$$J_{\text{к}} = \left((m_{\text{гг}} \cdot 1000) \cdot \lambda_{\text{гг}}^2 \right) \cdot \gamma \cdot \beta,$$

де $\gamma = 1,3$ – коефіцієнт, який враховує інерційність поворотної частини крана (без вантажу);

$\beta = 1,05$ – коефіцієнт, який враховує інерційність механізму повороту крана.

Отже

$$J_{\text{к}} = \left((4 \cdot 1000) \cdot 6,232^2 \right) \cdot 1,3 \cdot 1,05 = 212054 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Кутове прискорення крана

$$\varepsilon_{\text{к}} = \frac{a}{\lambda_{\text{гг}}},$$

де $a = 0,15$ – мінімальне лінійне прискорення вантажу, м/с^2 .

Тоді

$$\varepsilon_k = \frac{0,15}{6,232} = 0,0241 \text{ рад/с}^2.$$

Динамічний момент становитиме

$$T_d = J_k \cdot \varepsilon_k,$$

$$T_d = 212054 \cdot 0,0241 = 5110 \text{ Нм.}$$

Момент опору повороту крана в період пуску

$$T_{\Sigma} = T_{\text{тр}} + T_d,$$

$$T_{\Sigma} = 454 + 5110 = 5564 \text{ Нм.}$$

ККД механізму

$$\eta = \eta_p + \eta_o,$$

де $\eta_p = 0,7$ – ККД редуктора;

$\eta_o = 0,95$ – ККД відкритої зубчастої пари.

Таким чином

$$\eta = 0,7 + 0,95 = 0,665.$$

Потужність виконавчого електродвигуна в період пуску

$$P = \frac{T_{\Sigma} \cdot \omega_k}{\eta},$$

$$P = \frac{5564 \cdot 0,2}{0,665} = 1673 \text{ Вт.}$$

Вибираємо виконавчий електродвигун типу *4AC90LE6* потужністю $P_e = 1,7$ кВт з номінальною швидкістю обертання $n_e = 930$ об/хв та моментом інерції $J_e = 0,0073$ кг·м².

$$\omega_e = \frac{\pi \cdot n_e}{30},$$

$$\omega_e = \frac{3,14 \cdot 930}{30} = 97,4 \text{ рад/с.}$$

Номінальний момент електродвигуна

$$T_e = \frac{P_e \cdot 1000}{\omega_e},$$

$$T_e = \frac{1,7 \cdot 1000}{97,4} = 17,5 \text{ Нм.}$$

Загальне передатне число

$$u = \frac{\omega_c}{\omega_k},$$

$$u = \frac{97,4}{0,2} = 487.$$

Визначимо передатне число відкритої зубчастої передачі. Приймаємо передатне число черв'ячного редуктора $u_p = 63$.

Тоді

$$u_o = \frac{u}{u_p},$$

$$u_o = \frac{487}{63} = 7,73.$$

Розрахунковий крутний момент на тихохідному валу редуктора в період пуску

$$T_p = T_e \cdot u_p \cdot \eta_p,$$

$$T_p = 17,5 \cdot 63 \cdot 0,7 = 772 \text{ Нм.}$$

Вибираємо черв'ячний редуктор типу Ч-125 з номінальним моментом на тихохідному валу $T_{рн} = 700 \text{ Нм.}$

Допустимий крутний момент на тихохідному валу редуктора при пуску складає

$$T_{рн1} = 2 \cdot T_{рн},$$

$$T_{рн1} = 2 \cdot 700 = 1400 \text{ Нм.}$$

Так як $T_{\text{рн1}} > T_{\text{рн}}$ умова перевірки виконується.

Для сполучення валів виконавчого електродвигуна та редуктора вибираємо муфту типу МУВП-250 згідно ГОСТ 21424-93.

Маховий момент муфти

$$GD^2 = 0,054 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції муфти

$$J_{\text{м}} = \frac{GD^2}{4},$$

$$J_{\text{м}} = \frac{0,054}{4} = 0,0135 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Для механізму повороту консольно-поворотного крана вибираємо колодкове гальмо серії ТТ-160.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на організм людини при роботі електропривода консольно-поворотного крана

Експлуатація вантажопідіймальних КПК супроводжується низкою технічних та організаційних ризиків, які потребують суворого дотримання правил безпеки [21]. Основні загрози під час роботи крана зумовлені випадковим контактом персоналу з рухомими вузлами механізму, падінням предметів через обрив вантажу, розсипанням матеріалів, можливим перекиданням самої машини або її зіткненням із навколишніми об'єктами.

Однією з найкритичніших загроз є ураження електричним струмом. Статистика свідчить, що нещасні випадки часто трапляються не лише при безпосередньому контакті стріли крана з лініями електропередачі, але й при наближенні на небезпечну відстань від 0,5 до 1,2 м. Ризик виникає також через крокову напругу, якщо людина опиняється поблизу крана, що працює під високою напругою. Попри високу небезпеку таких робіт, перевірки виявляють грубі порушення, такі як відсутність нарядів-допусків чи нехтування інструктажами. З метою гарантування безпеки встановлено, що роботи слід проводити на відстані не ближче 30 м від ліній електропередач.

Пожежна безпека під час роботи КПК переважно пов'язана з людським фактором та незадовільним технічним станом обладнання. Самозаймання горючих матеріалів, коротке замикання через зношену ізоляцію або перевантаження електромереж є основними причинами виникнення пожеж. Алгоритм дій при виявленні загоряння передбачає негайне вимкнення аварійного рубильника, виклик пожежної служби та спробу локалізації осередку займання власними силами.

Питання стійкості машини та запобігання перекиданню є визначальними для збереження життя персоналу та цілісності інфраструктури. Втрата рівноваги

може статися через помилки у розрахунках навантаження до початку робіт або неналежну підготовку майданчика. Аналогічно небезпечним є падіння вантажу, спричинене неправильним стропуванням, зносом канатів чи несправністю захоплювальних пристроїв. В оцінці аварійності автокранів окреме місце займають пошкодження стріл через некоректний розрахунок робочого навантаження.

Для мінімізації цих загроз безпека експлуатації КПК досягається шляхом комплексного інженерного підходу. Що включає точні розрахунки міцності металоконструкцій та канатів, врахування статичних і динамічних навантажень, таких як вітер чи обмерзання, та вибір надійних гальмівних систем. Важливими заходами також є визначення чітких небезпечних зон роботи крана, підбір сучасних пристроїв безпеки та суворе дотримання регламентів при розрахунку стійкості конструкції, що в сукупності дозволяє суттєво знизити ймовірність аварійних ситуацій.

5.2 Правила, що регламентують запобіжні заходи безпеки при експлуатації електропривода консольно-поворотного крана

Безпечна експлуатація вантажопідіймальних машин в Україні базується на суворому дотриманні чинних нормативних документів, що визначають технічні параметри та регламенти обслуговування обладнання [22]. Для електроталей вантажопідйомністю 3,5 т та інших кранів загального призначення встановлено чіткі стандарти, які охоплюють усі етапи життєвого циклу техніки, від проектування до виведення з експлуатації.

Конструкція кранів повинна гарантувати повний контроль над вантажем. Зокрема, механізми підйому проектуються так, щоб опускання вантажу було можливе виключно при працюючому електродвигуні, що унеможливорює неконтрольоване падіння. Всі з'єднання, що передають крутний момент, такі як шліцьові, шпонкові або болтові, мають бути надійно зафіксовані для запобігання самовільному розгвинчуванню. Зварні вузли в відповідальних рухомих елементах

не допускаються. Важливим елементом є гальмівна система: при зникненні струму або спрацюванні захисту гальма повинні замикатися автоматично, навіть якщо оператор продовжує тримати кнопку керування натиснутою.

Для зниження динамічних навантажень допускається використання муфт граничного моменту або встановлення двох гальм, які спрацьовують послідовно. Ходові колеса мають відповідати технічним регламентам, а вантажні гаки повинні бути оснащені запобіжними замками для уникнення випадкового випадіння строп.

Сталеві канати є критично важливими елементами безпеки, тому їх використання дозволено лише за наявності сертифіката відповідності від виробника. Кріплення канатів на барабанах та блоках повинно бути спроектоване таким чином, щоб виключати будь-яку можливість їх зіскоку або перетирання об конструктивні елементи крана. Кінцеві петлі каната мають бути виконані з використанням надійних затискачів, клинових втулок або заливки легкоплавким сплавом. Кожна клинова втулка та коуш повинні бути очищені від гострих кромek та промарковані відповідно до діаметра використовуваного каната.

Електрична частина крана, включаючи заземлення та струмопровід, повинна відповідати вимогам Правил улаштування електроустановок (ПУЕ). Кожен кран обов'язково оснащується ввідним рубильником для дистанційного або ручного знеструмлення. Система керування повинна мати електричне блокування, що виключає одночасну подачу напруги на реверсивні приводи при випадковому натисканні протилежних кнопок. У пультах керування з підлоги реалізована функція самоповернення кнопок у нульове положення, що вимагає постійної присутності оператора для виконання руху. Для автоматичної зупинки у крайніх положеннях обов'язкова наявність кінцевих вимикачів, при цьому зазор між вантажозахоплювальним органом та упором має складати не менше 50 мм.

Кожен кран повинен супроводжуватися розгорнутим керівництвом з експлуатації, яке розробляється фахівцями. Документ обов'язково містить періодичність обслуговування, методики перевірки приладів безпеки, норми бракування деталей та вказівки для дій в аварійних ситуаціях. Обов'язком

виробника є моніторинг виявлених дефектів конструкції та своєчасне інформування організацій-користувачів про методи їх усунення або необхідність заміни певних вузлів. Такий підхід забезпечує підтримання високого рівня безпеки протягом усього нормативного терміну служби обладнання.

5.3 Висновки по розділу

В даному розділі кваліфікаційної роботи був проведений аналіз умов експлуатації вантажопідіймального обладнання, зокрема електроталі, та факторів, що впливають на безпеку виробничих процесів. Окрему увагу приділено дотриманню нормативних вимог щодо електробезпеки, забезпечення стійкості крана, належного функціонування пристроїв аварійної зупинки та обслуговування силових агрегатів. Реалізація цих рекомендацій, поряд із суворим дотриманням регламентів технічного огляду та інструкцій з експлуатації, дозволяє мінімізувати ризики виникнення аварійних ситуацій, забезпечуючи високий рівень надійності та безпеки праці під час виконання вантажно-розвантажувальних операцій.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання кваліфікаційної роботи виконано розрахунок електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т, а саме: механізму підйому/спуску вантажу, переміщення платформи та повороту крана. Наведено технічні характеристики розробленого електропривода консольно-поворотного крана та основних його складових елементів.

На основі виконання математичних розрахунків в кваліфікаційній роботі підтверджено працездатність розробленого електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 3,5 т. Виконано розробку 3D моделі конструкції електропривода виробу. Обґрунтовано вибір електричної принципової схеми керування електроприводом крана з використанням релейно-контакторного обладнання. Наведені розрахунки гальмівних механізмів. Реалізовано вибір складового обладнання електропривода консольно-поворотного крана. Представлені розрахунки навантаження двотавру виробу, який було задіяно у якості вантажної стріли.

Всі прийняті технічні рішення супроводжуються відповідними формулами, таблицями та рисунками.

1. Michal Kováč, Rudolf Ároch. Influence of imperfections in the design of crane runway I-beams. *CE/papers*, 2023, 6(3-4):1591-1596. DOI: 10.1002/cepa.2302
2. Zhu Han, Yifei Tong, Jiahui Luan, Li Xiangdong. Reliability modeling of double beam bridge crane. *IOP conference series materials science and engineering*, 2018, 362(1):012028. DOI: 10.1088/1757-899X/362/1/012028
3. S. Wu, T. Su, Z. Wang. Research on optimization design of cantilever beam for cantilever crane based on improved GA. 2013. DOI: 10.3923/itj.2013.2883.2887
4. A.V. Kornilova, L.Kh. Safina. On the issue of the admissibility of defects in the lower chord of crane beams. *Occupational safety in industry*, 2023. DOI: 10.24000/0409-2961-2023-6-23-28
5. Jian Yin, Shengfang Zhang, Yuchen Liu, Zhihua Sha, Fujian Ma, Dapeng Yang, Dongfang Yuan. Structural topology optimization of cantilever crane boom based on equivalent moving load method. *IOP Conference series materials science and engineering*, 2019, 692(1):012020. DOI: 10.1088/1757-899X/692/1/012020
6. Shaole Cai, Qihuai Chen, Tianliang Lin, Mingkai Xu, Haoling Ren. Automatic shift control of an electric motor direct drive for an electric loader. *Machines*, 2022, 10(5): 403. DOI: 10.3390/machines10050403.
7. Shufang Wu, Tiexiong Su. Optimization design of cantilever beam for cantilever crane based on improved GA. *Indonesian journal of electrical engineering*, 2014, 12(4). DOI: 10.11591/telkomnika.v12i4.4807
8. Wei He. Vertical dynamics of a single-span beam subjected to moving mass-suspended payload system with variable speeds. *Journal of sound and vibration*, 2018, 418:36-54. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.12.030
9. O. Tusnina. Behavior of crane beams in bending and restraint torsion. *Proceedings of FORM*, 2022. DOI: 10.1007/978-3-031-10853-2_8
10. Ilgar Rafael oglu Aliev, Dzhavanshir Mamedov, Gurban Abdullaev. Development of mathematical support for the accuracy of selecting the crane-

manipulator technical properties of the mechanical assembly site. *Transport engineering*, 2023, (6):21-31. DOI: 10.30987/2782-5957-2023-6-21-31

11. Łukasz Polus, Marcin Chybiński, Marcin Chybiński, Zdzisław Kurzawa. Local vertical compressive stress in the crane runway beam web. *Budownictwo i architektura*, 2022, 21(4):051-066. DOI: 10.35784/bud-arch.3231

12. N. Fidrovska, O. Chernyshenko, I. Perevoznyk, V. Nesterenko. The dynamic loads, which arise in main beam of bridge crane. *Bulletin of Kharkov national automobile and highway university*, 2021, 1(92):188. DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.92.1.188

13. Бондарев В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П., Бондарев С.В., Горбатенко Ю.П., Барабанов В.Я. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: підручник. Київ, 2009. – 734 с.

14. Тіряєв В.І. Автоматизований електропривод: навчальний посібник. Ч.2. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 204 с.

15. Синявський О.Ю., Савченко В.В., Бунько В.Я., Рамш В.Ю. Електропривод виробничих машин і механізмів : навчальний посібник. – Київ: Ямчинський О.В., 2020. – 441 с.

16. Лавріненко Ю.М., Савченко П.І., Синявський О.Ю., Войтюк Д.Г., Голодний І.М. Основи електропривода: учбовий посібник. – Київ: Ліра-К, 2017. – 524 с.

17. Панкратов А.І. Системи керування електроприводами: Навчальний посібник. – Краматорськ: 2010. – 228 с.

18. Чермалих О.В., Данілін О.В., Босак А.В., Автоматизований електропривод машин та установок: Коспект лекцій. – Київ КПІ ім. Ігоря Сікорського 2021. – 60 с.

19. Синявський О.Ю., Савченко П.І., Савченко В.В., Лавріненко Ю.М, Козирський В.В., Електропривод і автоматизація : навчальний посібник. Київ: Ямчинський О. В., 2019. – 618 с.

20. Бровинська Н.М., Гаврилов С.О. Системи керування електроприводами: Методичні матеріали до лекцій. – Миколаїв: НУК, 2013. – 130 с.

21. Про затвердження Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів [Електронний ресурс]. – 2026. – Режим доступу до ресурсу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0244-18#Text> (дата звернення: 29.04.2026).

22. Про затвердження Правил охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання [Електронний ресурс]. – 2023. – Режим доступу до ресурсу: <https://ips.ligazakon.net/document/RE29857?an=15> (дата звернення: 30.04.2026).