

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 2026 року

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

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

на тему: Розробка електропривода причального контейнерного
крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т

Виконав: студент IV курсу, групи 4307зст
спеціальності
141 «Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка»

(шифр і назва спеціальності)

Цуркан Л.А. 

(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 Цуркан Леоніду Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 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 № 226-уч

2. Термін подання студентом роботи _____

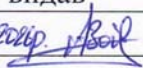
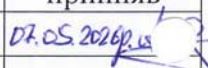
3. Вихідні дані по роботі напруга живлення виконавчих електродвигунів 380 В, частота мережі 50 Гц, тип двигунів – асинхронний з фазним ротором, швидкість підйому/спуску вантажу 0,62 м/с, швидкість руху платформи переміщення 1,3 м/с, швидкість переміщення крана 0,5 м/с; висота підняття вантажу 40 м, тривалість включення електропривода 25%

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Призначення та область застосування електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т. 2 Технічні характеристики елементів електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т. 3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень при розробці електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т. 4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 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 Різновиди вантажопідіймальних кранів. 4 Розробка 3D моделі конструкції електропривода механізму спуску/підйому. 5 Розробка 3D моделі конструкції електропривода механізму переміщення вантажної платформи. 6 Розробка 3D моделі конструкції електропривода механізму переміщення крана. 7 Вибір виконавчих електродвигунів. 8 Вибір редукторних та гальмівних механізмів. 9 Електрична принципова схема керування електроприводом механізму підйому/спуску вантажу. 10 Основні технічні характеристики розробки. 11 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. 	07.05.2026р. 

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)

Цуркан Л.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Войтасик А.М.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на тему «Розробка електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т» відповідає напрямку спеціальності «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» та виконано на 92 аркушах.

Тема кваліфікаційної роботи актуальна і пов'язана з розробкою електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т призначеного для обробки вантажів у вигляді контейнерів.

В магістерській роботі наведені основні відомості стосовно сучасного рівня розвитку електропривода. Виконано огляд та аналіз конструктивних особливостей різновидів кранів, які для виконання своїх функцій застосовують електропривод. Представлені основні технічні характеристики розробки.

Виконано розрахунок електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т, а саме: механізмів підйому/спуску вантажу, переміщення вантажної платформи та переміщення крана загалом. Розроблено 3D модель конструкції електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т. Відповідно до розрахунків виконано вибір виконавчих електродвигунів та редукторів. Представлені розрахунки виконані під час вибору гальм. Виконано вибір складового обладнання електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача. Наведено електричну принципову схему керування механізмом підйому/спуску вантажу електропривода крана з застосуванням командоконтролера.

Ключові слова: судновий контейнер, переміщення вантажів, електропривод, система керування, кран-перевантажувач, тривимірне моделювання.

ABSTRACT

The qualification work «The design of electric drive of the mooring container crane-reloader with a loading capacity of 30 t» corresponds to the direction of specialty «Electricity, electrical and electromechanical» and holds 92 pages.

The theme of the qualification work is relevant and is related to the design of electric drive of the mooring container crane-reloader with a capacity of 30 tons intended for cargo handling in the form of containers.

The qualification work provides basic information about the current level of development of the electric drive. A review and analysis of the design features of the types of cranes that use an electric drive to perform their functions. The main technical characteristics of the development are presented.

The calculation of electric drive of the mooring container crane-reloader with a carrying capacity of 30 tons was performed, namely: mechanisms of lifting / lowering the cargo, moving the cargo platform and moving the crane in general. A 3D model of the design of electric drive of the mooring container crane-reloader with a load capacity of 30 tons has been developed. According to the calculations, the choice of executive electric motors and reducers has been made. The presented calculations are performed during the selection of brakes. The choice of the component equipment of the electric drive of the mooring container crane-reloader is executed. The electric schematic diagram of control of the mechanism of raising / lowering of cargo of the electric drive of the crane with use of the command controller is resulted.

Keywords: ship container, cargo movement, electric drive, control system, crane-reloader, three-dimensional modeling.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів	4
Вступ	5
1 Призначення та область застосування електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т	6
1.1 Конструктивні особливості різновидів кранів, які для виконання своїх функцій застосовують електропривод	6
1.2 Сучасний стан розвитку електропривода	10
2 Технічні характеристики елементів електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т	14
2.1 Технічні характеристики електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача	14
2.2 Технічні характеристики редукторних механізмів	15
2.3 Технічні характеристики виконавчих електродвигунів	16
2.4 Технічні характеристики гальм	17
2.5 Технічні характеристики вантажного каната	18
2.6 Технічні характеристики спредера	18
3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень при розробці електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т	20
3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т	20
3.2 Апарати захисту виконавчого обладнання електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача	27
3.3 Побудова електричної принципової схеми керування електроприводом механізму підйому/спуску вантажу причального контейнерного крана-перевантажувача	29

4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т	35
4.1 Розрахунок механізму підйому/спуску вантажу	35
4.2 Розрахунок механізму переміщення вантажної платформи	47
4.3 Розрахунок механізму переміщення крана	63
5 Охорона праці	84
5.1 Електробезпека та засоби її забезпечення	84
5.2 Заходи щодо енергозбереження засобами електропривода	86
5.3 Висновок по розділу	89
Висновки	90
Перелік посилань	91

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

АД – асинхронний двигун;

ГОСТ – міждержавний стандарт;

ЕРС – електрорушійна сила;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ТВ – тривалість включення

ВСТУП

Оскільки більша частина світових вантажів сьогодні перевозиться в стандартизованих контейнерах, до продуктивності кранів, які обробляють подібні вантажі висуваються певні вимоги. А саме максимально швидкі і безпечні процеси завантаження та послідуного розвантаження суден-контейнеровозів. Головною ланкою, що забезпечує рух усіх механізмів є їхній електропривод. Актуальні дослідження в цьому напрямку зосереджені на розробці та проектуванні високоефективних систем регульованого електропривода. Сучасний електропривод здатний у повній мірі забезпечити інтенсивний робочий цикл крана, гарантуючи при цьому високу швидкість, точність позиціонування контейнерів та енергоефективність процесів перевантаження на території сучасних морських портів.

З огляду на різнобічну підготовку фахівця спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» мета даної кваліфікаційної роботи – розробка електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т.

Для досягнення поставленої мети потрібно розв'язати такі задачі:

- розглянути конструктивні особливості різновидів вантажопідіймальних кранів призначених для обробки вантажів у формі контейнерів;
- надати інформацію про сучасний стан розвитку електропривода;
- виконати розрахунок механізмів електропривода крана;
- виконати розробку 3D моделі конструкції причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т;
- представити електричну принципову схему керування електроприводом причального контейнерного крана-перевантажувача з застосуванням командоконтролера;
- виконати вибір складового обладнання електропривода крана;
- навести основні технічні характеристики розробки.

1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ПРИЧАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРНОГО КРАНА-ПЕРЕВАНТАЖУВАЧА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 30 Т

1.1 Конструктивні особливості різновидів кранів, які для виконання своїх функцій застосовують електропривод

Вантажопідйомні машини потрібні при виконанні навантажувально-розвантажувальних операцій у морських та річкових портах, на промислових підприємствах, будівельних майданчиках і транспортних терміналах [1]. Особливе місце серед таких машин займають крани, конструкція яких передбачає застосування електропривода для забезпечення роботи механізмів підйому, пересування та позиціонування вантажу. Використання електропривода дозволяє забезпечити плавність руху, високу точність керування, надійність роботи та можливість автоматизації технологічних процесів.

Серед широкого різноманіття вантажопідйомних машин, що використовуються для обробки контейнерних суден, найбільшого поширення набули стрілові, баштові, козлові, порталні та контейнерні крани. Кожен із зазначених типів кранів має власні конструктивні особливості, які визначають сферу їх застосування, робочі можливості та специфіку електроприводів [2].

Найпростішими за конструкцією є стрілові стаціонарні крани. Такі крани характеризуються наявністю поворотної стріли, за допомогою якої виконується підйом, спуск і переміщення вантажу в межах визначеної робочої зони. Область роботи стрілового крана обмежується довжиною стріли та допустимим кутом її повороту. Незважаючи на відносну простоту конструкції, стрілові крани широко застосовуються для обслуговування суден і виконання перевантажувальних операцій безпосередньо на борту (рис. 1.1).

Для розширення робочої зони стрілові крани можуть оснащуватися механізмами зміни вильоту стріли. У деяких конструкціях зміна вильоту

здійснюється за допомогою висувного механізму, однак значного поширення набули системи, в яких довжина вильоту змінюється шляхом навивання або змотування вантажного каната, що утримує стрілу [3]. Такий механізм працює від окремого електропривода, який забезпечує плавне регулювання положення стріли та зміну робочої зони крана. На суднах часто встановлюється декілька стрілових поворотних кранів, розташованих таким чином, щоб забезпечити перекриття всієї вантажної палуби.



Рисунок 1.1 – Суднові та причальні стрілові поворотні крани

Баштові крани (рис. 3.2) за принципом дії подібні до стрілових, проте їх конструкція передбачає можливість переміщення вздовж причальної стінки або будівельного майданчика. Пересування крана здійснюється по рейковій колії за допомогою приводних ходових механізмів. Для цього застосовуються електроприводи ходових коліс, які забезпечують плавний розгін, рівномірний рух та ефективне гальмування крана [4].

Конструкція баштових кранів дозволяє обслуговувати значну ділянку причалу без необхідності переміщення вантажу додатковими транспортними

засобами. Наявність поворотної стріли та механізму пересування забезпечує високу маневреність і ефективність роботи таких кранів.



Рисунок 1.2 – Причальний пересувний баштовий кран

Козлові та порталні крани мають більш складну конструкцію та характеризуються наявністю горизонтальної ферми, вздовж якої переміщується вантажний візок. Саме на вантажному візку зазвичай розташовується механізм підйому та спуску вантажу разом із відповідним електроприводом. Завдяки цьому забезпечується можливість переміщення вантажу не лише у вертикальному напрямку, але й уздовж усієї довжини ферми. Така конструктивна особливість значно розширює функціональні можливості крана та дозволяє ефективно виконувати сортування вантажів, їх складування та переміщення між різними точками портової території.

Портальні крани широко застосовуються в портах завдяки можливості переміщення по рейкових коліях уздовж причалу. Конструкція порталу забезпечує проїзд транспортних засобів під краном, що дозволяє організувати ефективну взаємодію між крановим обладнанням і транспортною інфраструктурою порту [5]. Електроприводи механізмів пересування, повороту та підйому вантажу повинні забезпечувати синхронну та стабільну роботу всіх виконавчих механізмів крана.

Найбільш продуктивними та технічно досконалими серед сучасних вантажопідйомних машин є контейнерні крани-перевантажувачі (рис. 1.3). Їх конструкція спеціально розроблена для виконання навантажувально-розвантажувальних операцій із контейнерними суднами великої місткості. Основним елементом конструкції такого крана є горизонтальна ферма, яка складається зі стаціонарної та рухомої частин. На стаціонарній частині розміщується основне електротехнічне обладнання, кабіна оператора та системи керування.



Рисунок 1.3 – Причальний контейнерний кран-перевантажувач

Рухома частина ферми використовується для переміщення вантажної каретки, яка транспортує контейнер уздовж усього вильоту крана. Під час виконання перевантажувальних операцій каретка переміщується над вантажною палубою судна, забезпечуючи доступ до будь-якої точки розміщення контейнерів. У неробочому положенні вантажна каретка переводиться на стаціонарну частину ферми, після чого рухома частина підіймається на кут до $70 - 80^\circ$. Це дозволяє забезпечити безпечний підхід та відхід суден від причальної стінки.

Конструктивною особливістю контейнерних кранів є застосування багатодвигунного електропривода. Окремі електроприводи використовуються для механізмів підйому, пересування вантажного візка, переміщення крана вздовж причалу та зміни положення рухомої ферми [6].

У якості виконавчих електродвигунів у кранових механізмах найбільшого поширення набули асинхронні двигуни з фазним ротором. Їх застосування обумовлене високим пусковим моментом, відносно невеликим пусковим струмом та здатністю підтримувати майже сталу швидкість при зміні навантаження. Асинхронні двигуни з фазним ротором дозволяють реалізувати плавний пуск і регулювання швидкості шляхом введення додаткових резисторів у роторне коло. Завдяки цьому зменшуються динамічні навантаження на металоконструкції крана, редуктори та канатні механізми.

1.2 Сучасний стан розвитку електропривода

Електропривод це складова сучасних електромеханічних систем, яка займає провідне місце в автоматизації промислового виробництва, транспорту, підйомно-транспортних машин і робототехнічних комплексів. Розвиток електропривода безпосередньо пов'язаний із загальним розвитком електротехніки, силової електроніки, мікропроцесорної техніки та систем автоматичного керування [7]. На сучасному етапі електропривод являє собою складну електромеханічну систему, в якій механічна та електрична частини перебувають у постійній взаємодії.

В структурі електропривода окремі елементи містять накопичувачі механічної та електричної енергії. В перехідних режимах роботи, таких як пуск, реверсування, гальмування або зміна навантаження, відбувається безперервне перетворення та передача енергії між окремими елементами системи [8]. Саме тому дослідження роботи електропривода потребує комплексного аналізу як електричних, так і механічних процесів.

Під час вивчення механіки електропривода розглядається взаємодія сил та моментів, що виникають у приводі як в усталених, так і в перехідних режимах роботи. Перехідні процеси можуть виникати внаслідок дії керуючих впливів, до яких належать пуск, реверс і гальмування, або під впливом збурень, таких як різка зміна навантаження, прийом чи скидання вантажу. Важливою особливістю сучасного електропривода є необхідність забезпечення високої точності регулювання швидкості, моменту та положення виконавчих механізмів.

Механічна частина електропривода часто являє собою складну кінематичну систему, що містить пружні елементи, довгі вали, канатні передачі та повітряні зазори. У деяких технологічних механізмах змінюється момент інерції системи, а в приводах із кривошипно-шатунними механізмами змінюється передаточне відношення [9]. Такі особливості значно ускладнюють математичний опис та аналіз електропривода. Тому важливим завданням є побудова адекватної розрахункової схеми механічної частини привода, яка враховувала б вплив основних факторів та взаємозв'язків між ними.

Важливим етапом розвитку електропривода стало застосування електромашинних підсилювачів. Їх використання дозволило відмовитися від громіздких релейно-контакторних схем керування та перейти до більш надійних систем плавного регулювання швидкості. Такі системи широко застосовувалися в електроприводах підйомних машин, прокатних станів, екскаваторів та інших потужних промислових механізмів.

Подальший розвиток електропривода був пов'язаний із створенням замкнених систем автоматичного керування. Удосконалення елементної бази сприяло появі перших електроприводів постійного струму, побудованих за

системою «генератор – двигун». Такі системи забезпечували більш плавне регулювання швидкості та значно покращували динамічні характеристики привода.

Суттєвий вплив на розвиток електропривода мало створення керованих напівпровідникових приладів, насамперед тиристорів. Напівпровідникові перетворювачі поступово замінили електромашинні та іонні перетворювачі, що дало змогу значно підвищити надійність, швидкодію та економічність електроприводів [10]. Використання тиристорних перетворювачів дозволило реалізувати плавне регулювання швидкості як двигунів постійного струму, так і асинхронних двигунів змінного струму.

Сучасний етап розвитку електропривода характеризується широким використанням силової напівпровідникової техніки нового покоління. У сучасних перетворювачах напруги та частоти застосовуються комбіновані *IGBT* транзистори великої потужності, тиристори типу *IGCT*, а також *MOS* керовані тиристори. Використання таких елементів забезпечує високу швидкодію, значне зниження втрат енергії та підвищення ефективності електроприводів.

Сучасні частотні перетворювачі будуються із застосуванням широтно-імпульсної модуляції, що дозволяє отримувати плавне регулювання швидкості та моменту електродвигунів у широкому діапазоні [11]. Завдяки цьому значно покращуються енергетичні показники привода, зменшується пусковий струм, підвищується точність керування та знижується механічне навантаження на обладнання.

Однією з тенденцій розвитку електропривода є широке впровадження мікропроцесорної техніки та цифрових систем керування. Сучасні електроприводи оснащуються мікроконтролерами, програмованими логічними контролерами та промисловими комп'ютерами, які забезпечують автоматичне регулювання параметрів роботи привода, діагностику технічного стану обладнання та оптимізацію технологічних процесів.

Завдяки використанню цифрових систем керування стало можливим створення інтелектуальних електроприводів, здатних адаптуватися до змін

режимів роботи, контролювати енергоспоживання та здійснювати самодіагностику. Особливо важливе значення це має для робототехнічних систем, автоматизованих виробничих ліній, транспортних систем та сучасного підйомно-транспортного обладнання.

Значний розвиток отримало також виробництво електродвигунів спеціального призначення [12]. До таких машин належать лінійні електродвигуни, які забезпечують безпосередній поступальний рух виконавчих механізмів, малоінерційні двигуни з гладким, порожнистим або дисковим якорем, а також багатокоординатні крокові двигуни [13]. Використання спеціалізованих електродвигунів дозволяє створювати високоточні системи автоматичного керування та значно розширює сферу застосування електропривода.

Розвиток електропривода також тісно пов'язаний із підвищенням вимог до енергоефективності та екологічності промислового обладнання [14]. В сучасних системах широко використовуються енергозберігаючі режими роботи, рекуперативне гальмування та автоматичне регулювання навантаження, що дозволяє суттєво знизити споживання електроенергії та підвищити економічність роботи промислових установок.

2 ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕМЕНТІВ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ПРИЧАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРНОГО КРАНА-ПЕРЕВАНТАЖУВАЧА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 30 Т

2.1 Технічні характеристики електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача

Загальні технічні характеристики електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т наведені у вигляді табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Загальні технічні характеристики електропривода крана

Найменування параметра	Значення
Вантажопідйомність, т	30
Висота підняття вантажу, м	40
Швидкість підйому/спуску вантажу, м/с	0,62
Швидкість переміщення платформи, м/с	1,3
Швидкість переміщення крана, м/с	0,5
Напруга змінного живлення, В	380
Частота мережі, Гц	50
Виконавчі електродвигуни	<i>МТН</i> 613-6 – 2 шт., <i>МТН</i> 312-6 – 2 шт., <i>МТН</i> 412-6 – 4 шт.
Застосовані передатні механізми	<i>Ц</i> 2-1000-1000 – 2 шт., <i>Ц</i> 2-500-1000 – 2 шт., <i>ВК</i> -475-1000 – 4 шт.
Типи гальм	<i>ТКТГ</i> -500 – 2 шт., <i>ТКТГ</i> -200м – 2 шт., <i>ТКТГ</i> -300м – 4 шт.

Найменування параметра	Значення
Спредер	STS45
Тип каната вантажного	32-Г-I-H-1670
Загальна довжина задіяних канатів, м	760
Габаритні розміри крана, м	130×25×70
Маса крана, т	297

2.2 Технічні характеристики редукторних механізмів

В якості виконавчих редукторів для механізмів електропривода консольно-поворотного крану вибрано чотири горизонтальних циліндричних двохступеневих редукторів типу Ц2 та чотири вертикальний типу ВК.

Технічні характеристики редукторних механізмів наведено у вигляді табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики редукторів

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ – Ц2-1000-1000 – 2 шт.	
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	110
Тип передачі	циліндрична
Передатне відношення редуктора	40
Маса, кг	3700
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПЛАТФОРМИ – Ц2-500-1000 – 2 шт.	
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	19,5
Тип передачі	циліндрична
Передатне відношення редуктора	24
Маса, кг	500

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА – ВК-475-1000 – 4 шт.	
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	36
Тип передачі	циліндрична
Передатне відношення редуктора	68,02
Маса, кг	325

2.3 Технічні характеристики виконавчих електродвигунів

В якості виконавчих електродвигунів для механізмів електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вибрано асинхронні двигуни з фазним ротором.

Технічні характеристики вибраних електродвигунів наведено у вигляді табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики електродвигунів

Параметр	Механізми електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача		
	Підйому/спуску вантажу	Переміщення візка	Переміщення крана
Тип електродвигуна	<i>МТН 613-6</i>	<i>МТН 312-6</i>	<i>МТФ 412-6</i>
Кількість, шт.	2	2	4
Потужність, кВт	110	19,5	36
Момент інерції ротора, кг·м ²	4,8	0,313	0,675

Параметр	Механізми електропривода причального контейнерного крана- перевантажувача		
	Підйому/ спуску вантаж	Переміщення візка	Переміщення крана
Максимальний момент, Н·м	4620	480	792
Маса, кг	1039	210	345

2.4 Технічні характеристики гальм

Для механізмів електропривода крана вибрано двоколодкові гальма змінного струму з гідроштовхачем типу ТКТГ.

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

Таблиця 2.4 – Технічні характеристики гальм ТКТГ

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ/СПУСКУ ВАНТАЖУ	
Модель гальм	ТКТГ-500
Тип гальм	двоколодкові з гідроштовхачем
Кількість, шт.	2
Гальмівний момент, Н·м	2500
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОЇ ПЛАТФОРМИ	
Модель гальм	ТКТГ-200м
Тип гальм	двоколодкові з гідроштовхачем
Кількість, шт.	2

Найменування параметра	Значення
Гальмівний момент, Н·м	300
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА	
Модель гальм	ТКТГ-300м
Тип гальм	двоколодкові з гідроштовхачем
Кількість, шт.	4
Гальмівний момент, Н·м	800

2.5 Технічні характеристики вантажного каната

Основні технічні характеристики зазначеного каната представлені у вигляді табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Технічні характеристики каната ЛК-Р типу 32-Г-I-H-1670

Найменування параметра	Значення
Конструкція каната	6x19
Стандарт	ГОСТ 2688-80
Діаметр, мм	32
Робоче зусилля, кН	299
Розривне зусилля, кН	556
Границя міцності, МПа	1670

2.6 Технічні характеристики спредера

В якості захватного пристрою для роботи з вантажем вибрано гідравлічний спредер типу *Bromma STS45*.

Технічні характеристики спредера представлені у вигляді табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Технічні характеристики спредера *Bromma STS45*

Найменування параметра	Значення
Тип	гідравлічний
Вантажопідйомність, т	30
Захват, с	5
Поворотний замок, с	1,5
Групування для 20-40 фунтових контейнерів, с	28
Групування для 40-45 фунтових контейнерів, с	30
Маса, кг	12,7

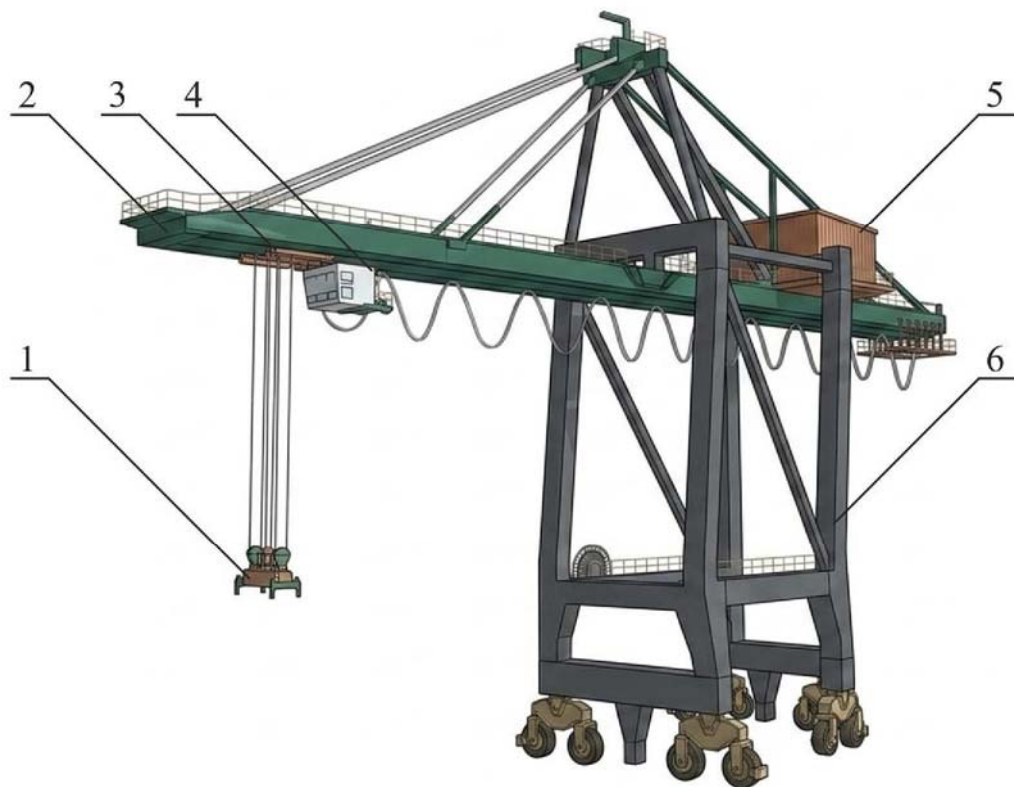
3 ОПИС ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИЙНЯТИХ ПРИ РОЗРОБЦІ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ПРИЧАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРНОГО КРАНА-ПЕРЕВАНТАЖУВАЧА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 30 Т

3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т

3D модель конструкції електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т побудована в програмному середовищі *AutoCAD 3D*. При цьому враховані масогабаритні характеристики вибраного виконавчого електрообладнання та складових елементів конструкції виробу. У якості матеріалів для виготовлення металоконструкції крана-перевантажувача застосовується метал відповідно до ГОСТ 380-71.

Конструкція крана забезпечує переміщення великотоннажних контейнерів між судном і транспортними або складськими зонами терміналу. Основним вантажозахватним елементом конструкції є спредер (1, рис. 3.1). Він призначений для захоплення, утримання та переміщення контейнерів стандартних типорозмірів. Конструкція спредера забезпечує надійну фіксацію контейнера за допомогою спеціальних замкових механізмів, що гарантує безпечне виконання підйомно-транспортних операцій. Спредер підвішується до вантажної системи крана за допомогою канатного механізму та переміщується у вертикальному напрямку під дією вантажних лебідок.

Несучою частиною верхньої конструкції крана є горизонтальна ферма (2, рис. 3.1). Вона забезпечує розміщення основних механізмів пересування вантажного візка, канатної системи та електрообладнання. Горизонтальна ферма сприймає значні навантаження, що виникають під час переміщення вантажів, та забезпечує необхідну жорсткість і стійкість усієї конструкції. Її просторове виконання дозволяє ефективно розподіляти навантаження між опорними елементами крана.



- 1) – спредер; 2) – горизонтальна ферма; 3) – вантажна платформа;
 4) – кабіна керування; 5) – машинне відділення; 6) – вертикальна ферма

Рисунок 3.1 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т

Для обслуговування обладнання та забезпечення доступу персоналу до функціональних вузлів передбачено вантажну платформу (3, рис. 3.1). Платформа використовується для проведення технічного огляду, ремонтних робіт та контролю стану механізмів крана. Наявність огорожень та проходів реалізує безпечне пересування обслуговуючого персоналу під час експлуатації обладнання.

Керування всіма системами крана здійснюється з кабіни керування (4, рис. 3.1). Кабіна обладнана засобами контролю та керування електроприводами механізмів підйому, пересування та позиціонування вантажу. Її розташування гарантує оператору достатню оглядовість робочої зони та можливість точного контролю технологічного процесу. Система керування

дозволяє здійснювати плавне регулювання швидкостей руху механізмів та безпечне виконання вантажопідіймальних операцій.

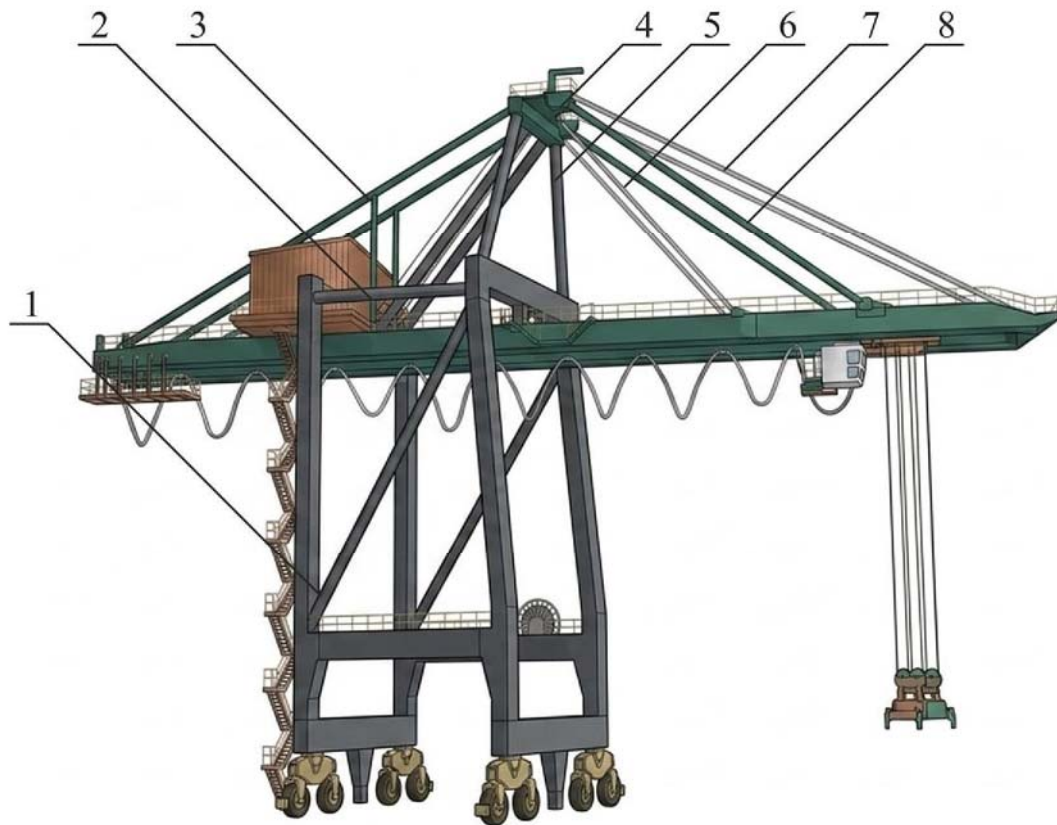
У задній частині верхньої конструкції розміщене машинне відділення (5, рис. 3.1). В ньому встановлюються основні силові агрегати, електродвигуни, редуктори, гальмівні механізми, системи керування та допоміжне обладнання крана. Машинне відділення захищає механізми від зовнішніх впливів і створює необхідні умови для безпечної та надійної роботи електроприводів.

Опорною частиною конструкції є вертикальна ферма (6, рис. 3.1). Вона сприймає навантаження від верхньої частини крана та передає їх на ходову систему. Просторова конструкція вертикальної ферми забезпечує необхідну міцність і стійкість крана під час роботи з великотоннажними контейнерами, а також під час дії вітрових та динамічних навантажень.

На рис. 3.2 представлено конструктивну схему несучої системи причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т, яка надає можливість сприйняття та передавання статичних і динамічних навантажень, що виникають під час виконання вантажоперевантажувальних операцій. Зображена просторова конструкція крана демонструє взаємодію основних силових елементів, які формують жорсткість, стійкість та надійність роботи обладнання.

В передній частині конструкції розташовані поперечні ребра міцності (1, рис. 3.2). Вони призначені для підвищення жорсткості горизонтальної ферми та запобігання деформаціям під час дії навантажень від вантажного візка, спредера та контейнера. Поперечні елементи реалізують рівномірний розподіл навантаження між поздовжніми несучими балками та сприяють зменшенню локальних напружень у конструкції.

Поздовжні балки задньої частини (2, рис. 3.2), виконують функцію основних несучих елементів задньої секції горизонтальної ферми. Вони забезпечують сприйняття згинальних навантажень та формують основу для встановлення допоміжного обладнання і машинного відділення. Конструкція балок забезпечує необхідну міцність та стійкість крана під час роботи з великотоннажними контейнерами.



- 1) – поперечні ребра міцності; 2) – повздовжні балки задньої частини;
 3) – підтримуючі балки горизонтальної ферми; 4) – опорна платформа;
 5) – підтримуючі балки; 6) – розтяжки горизонтальної ферми;
 7) – стрілові розтяжки; 8) – повздовжні балки передньої частини

Рисунок 3.2 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т

Для підсилення основної несучої конструкції використовуються підтримуючі балки горизонтальної ферми (3, рис. 3.2). Вони надають додаткову жорсткість конструкції та зменшують прогини горизонтальної ферми під дією навантаження. Їх просторове розташування дозволяє ефективно передавати навантаження до опорних елементів крана.

У верхній центральній частині конструкції розташована опорна платформа (4, рис.3.2). Вона виконує функцію базового вузла для закріплення елементів розтяжок та підтримуючих конструкцій. Опорна платформа необхідна ждя стабільності верхньої частини крана та слугує елементом передавання навантажень між горизонтальною і вертикальною фермами.

Підтримуючі балки (5, рис. .2) необхідні для додаткового укріплення просторової конструкції та сприяють підвищенню загальної жорсткості крана. Вони зменшують деформації несучих елементів під час роботи вантажопідіймальних механізмів та забезпечують стабільність конструкції при нерівномірному навантаженні.

Для компенсації згинальних навантажень та підвищення стійкості горизонтальної ферми використовуються розтяжки горизонтальної ферми (6, рис. 3.2). Вони працюють переважно на розтяг та забезпечують рівномірний розподіл сил у верхній частині конструкції. Використання розтяжок дозволяє зменшити масу металоконструкції без втрати її міцності.

Стрілові розтяжки (7, рис.3.2) надають підтримку передньої консольної частини крана та сприймають навантаження, що виникають під час переміщення контейнера в зоні вильоту стріли. Їх конструкція сприяє підвищенню стійкості горизонтальної ферми та зменшенню прогину консолі під дією вантажу.

Поздовжні балки передньої частини (8, рис. 3.2) формують основу передньої секції горизонтальної ферми, на якій розташовуються механізми переміщення вантажного візка та вантажопідіймальне обладнання. Вони сприймають основні навантаження у зоні виконання вантажних операцій та передають зусилля до опорної конструкції крана.

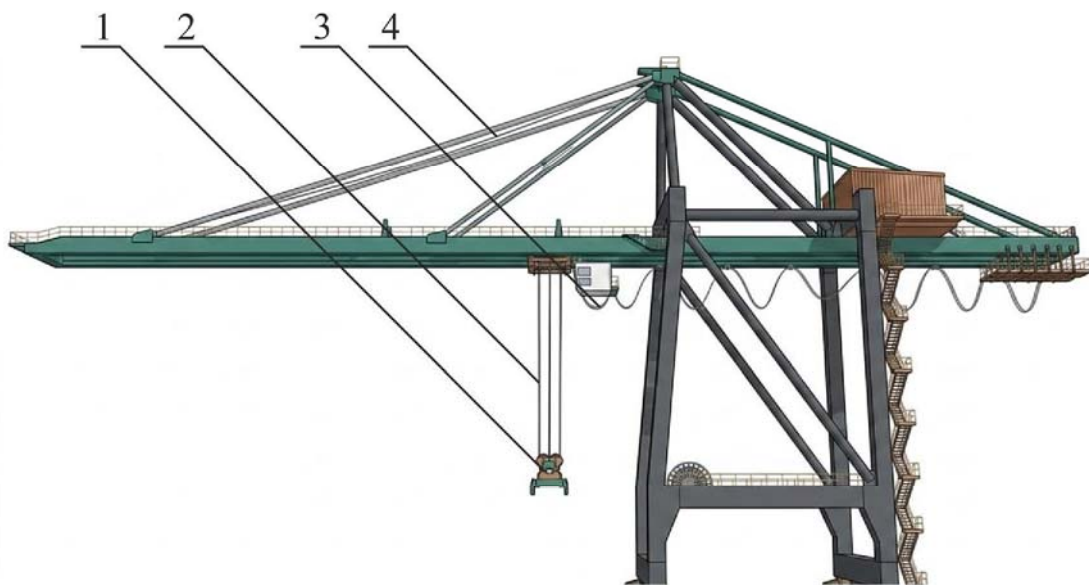
На рис. 3.3 представлено елементи вантажопідіймальної системи причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т, які супроводжують процес захоплення, піднімання, утримання та переміщення контейнерів у межах робочої зони крана. Зображена конструкція демонструє взаємодію вантажозахватного обладнання, канатної системи та системи електроживлення.

Основним робочим елементом вантажопідіймальної системи є спредер (1, рис. 3.3). Підйом / спуск спредера здійснюється за допомогою вантажних канатів захватного механізму (2, рис. 3.3). Канати працюють на розтяг та передають тягове зусилля від вантажної лебідки до вантажозахватного пристрою. Їх конструкція передбачає роботу з сприйняття значних навантажень під час

переміщення контейнерів великої маси. Система запасування канатів дозволяє рівномірно розподіляти навантаження між окремими гілками та забезпечує стабільне положення спредера під час руху.

Для подачі живлення до електричних систем спредера та допоміжного обладнання у конструкції передбачений підвісний кабель електроживлення (3, рис. 3.3). Кабель передає електричну енергію до виконавчих механізмів спредера, систем освітлення, датчиків та елементів керування. Гнучке підвісне виконання кабелю дозволяє виконувати переміщення разом із вантажозахватним пристроєм без створення надмірних механічних навантажень.

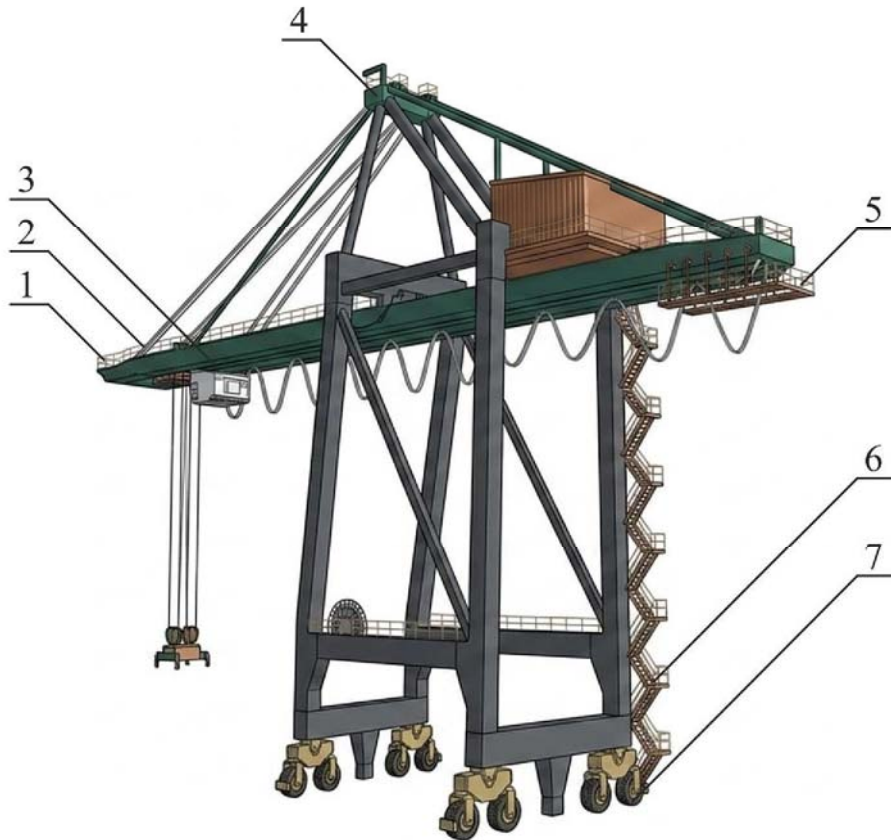
У верхній частині конструкції розташовані стрілові вантажні канати (4, рис. 3.3). Вони виконують функцію підтримки консольної частини горизонтальної ферми. Стрілові канати працюють переважно на розтяг та підвищують жорсткість і стійкість всієї металоконструкції. Завдяки їх використанню зменшуються прогини горизонтальної ферми та підвищується надійність роботи крана при переміщенні великотоннажних контейнерів.



1) – спредер; 2) – вантажні канати спредера; 3) – підвісний кабель електроживлення; 4) – стрілові вантажні канати

Рисунок 3.3 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т

На рис. 3.4 представлена просторова тривимірна модель причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т, що наочно демонструє взаємозв'язок його основних конструктивних, механічних та експлуатаційних елементів.



1) – оглядовий майданчик; 2) – захисна огорожа; 3) – рейки для руху вантажної платформи; 4) – оглядовий майданчик опорної платформи; 5) – сходи до вантажної платформи; 6) – сходи до опорної платформи та машинного відділення; 7) – механізм пересування крана

Рисунок 3.4 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т

Основою мобільності всього порталу є механізм пересування крана (7, рис. 3.4), виконаний у вигляді ходових візків, які приводяться в дію індивідуальними електродвигунами та реалізують переміщення споруди уздовж причальної лінії. Для безпечного доступу обслуговуючого персоналу до високо розташованих вузлів і машинного відділення конструкція оснащена маршовими

сходами до опорної платформи та машинного відділення (6, рис. 3.4). Ці сходи переходять у верхню технологічну зону, де облаштовані безпечні сходи до вантажної платформи (5, рис. 3.4), що роблять можливим перехід безпосередньо до головних робочих органів крана.

Верхня частина металоконструкції порталу обладнана розгалуженою системою технологічних настилів, серед яких важливе значення має оглядовий майданчик опорної платформи (4, рис. 3.4), звідки здійснюється контроль стану тримальних канатів та верхніх блоків. Головна горизонтальна стріла крана-перевантажувача забезпечена верхнім оглядовим майданчиком (1, рис. 3.4), який тягнеться вздовж усієї довжини прогону і дозволяє виконувати регламентне обслуговування. По всьому периметру відкритих робочих зон та містків встановлена жорстка захисна огорожа (2, рис. 3.4), що повністю відповідає нормам охорони праці та техніки безпеки при роботі на висоті. Уздовж металоконструкції стріли крана-перевантажувача змонтовані спеціальні підрейкові балки та рейки для руху вантажної платформи (3, рис. 3.4), по яких безпосередньо переміщується вантажний візок із спредером. Завдяки живленню від загальної системи електропривода забезпечується висока точність і синхронність роботи всіх елементів, що гарантує швидке та безпечне перевантаження великотоннажних контейнерів у морських і річкових портах.

3.2 Апарати захисту виконавчого обладнання електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача

Надійність та справність роботи систем захисту електрообладнання мають вирішальне значення для забезпечення безпечної та стабільної експлуатації електроприводів вантажопідіймальних механізмів [15]. Від правильного налаштування та своєчасного спрацювання апаратів захисту залежить не лише працездатність електрообладнання, але й безпека обслуговувального персоналу. Саме тому до систем захисту електроприводів висуваються підвищені вимоги

щодо надійності, швидкодії та точності спрацювання в аварійних і ненормальних режимах роботи.

Для забезпечення безпечної експлуатації електроприводів спуско-підйомних механізмів застосовуються різні види електричного захисту, призначені для запобігання пошкодженню обладнання та виникненню аварійних ситуацій. Одним із найважливіших є захист від короткого замикання, який належить до систем миттєвої дії. У вантажопідіймальних механізмах імовірність виникнення коротких замикань значно вища, ніж у стаціонарних електроустановках, що пов'язано з динамічними режимами роботи, впливом вібрацій, підвищених механічних навантажень та складними умовами експлуатації. Захист від короткого замикання реалізується за допомогою плавких запобіжників, автоматичних вимикачів та реле максимального струму. У колах керування, як правило, застосовують запобіжники або автоматичні вимикачі з уставками струму до 20 А. Використання плавких запобіжників для захисту електродвигунів вантажопідіймальних механізмів є недопустимим, оскільки у випадку перегорання однієї фази можливе виникнення аварійного режиму роботи двигуна.

Важливу роль у забезпеченні працездатності електроприводів відіграє захист від перевантажень [16], який призначений для запобігання пошкодженню обладнання внаслідок тривалого перевищення допустимого струмового навантаження. Причинами перевантаження можуть бути несправності механічної частини привода, заклинювання механізмів, несправність гальмівної системи або порушення встановленого режиму експлуатації. Захист від перевантаження працює з певною витримкою часу, а його основним завданням є своєчасне вимкнення електродвигуна до моменту виникнення критичного перегріву. Для реалізації такого захисту використовуються електромагнітні струмові реле та теплові реле, які реагують на перевищення допустимого струму навантаження.

В системах вантажного захисту також здійснюється контроль струму, що споживається електродвигуном, однак принцип роботи такого захисту відрізняється від звичайного захисту від перевантажень. У разі перевищення

допустимого значення струму електропривод не вимикається повністю, а автоматично переводиться в більш безпечний і полегшений режим роботи. Це дозволяє знизити навантаження на механізми та запобігти пошкодженню обладнання без повної зупинки технологічного процесу.

Особливе значення для безпечної роботи електроприводів має мінімальний захист, який забезпечує автоматичне вимкнення електродвигунів у разі зниження напруги мережі нижче допустимого рівня. Робота електроприводів при недостатній напрузі може призвести до нестійких режимів роботи, перегріву обмоток двигуна та втрати керованості механізмами. Різновидом мінімального захисту є нульовий захист, призначений для вимкнення електродвигунів у разі повного зникнення напруги живлення. У більшості випадків мінімальний та нульовий захист реалізуються за допомогою одних і тих самих апаратів керування та захисту.

Крім систем захисту, електроприводи вантажопідіймальних механізмів обладнуються різноманітними блокуваннями, призначеними для забезпечення безпечної послідовності роботи механізмів та виключення можливості виникнення небезпечних режимів роботи. Одним із найбільш важливих є нульове блокування, яке запобігає мимовільному запуску електропривода після зникнення та повторного відновлення напруги в електромережі. Завдяки цьому виключається можливість раптового початку руху механізмів без команди оператора. Для обмеження переміщення механізмів у крайніх положеннях використовуються кінцеві вимикачі, які автоматично вимикають електропривод при досягненні встановлених граничних положень

3.3 Побудова електричної принципової схеми керування електроприводом механізму підйому/спуску вантажу причального контейнерного крана-перевантажувача

В механізмах підйому та спуску вантажу причальних контейнерних кранів-перевантажувачів широке застосування отримали асинхронні електродвигуни з

фазним ротором [17]. Використання таких двигунів пояснюється можливістю забезпечення плавного пуску, ефективного регулювання пускового моменту, а також реалізації електричного гальмування при значних навантаженнях. Електропривод механізму підйому вантажу контейнерного крана працює у важких повторно-короткочасних режимах, тому до його системи керування висуваються високі вимоги щодо надійності, плавності роботи та безпеки.

На рис. 3.5, 3.6 представлено схему включення асинхронного двигуна з фазним ротором до мережі електроживлення трьохфазного змінного струму та схему його керування для застосування в механізмі підйому/спуску вантажу.

Схема керування електроприводом забезпечує пуск двигуна у напрямках «Підйом» та «Спуск», ступеневе виведення пускових резисторів із кола ротора, реверсування, а також захист силового та керуючого кіл. Пуск електродвигуна здійснюється в функції часу, а гальмування під час реверсування реалізується методом противовмикання в функції електрорушійної сили двигуна.

Підготовка схеми до роботи починається з подачі напруги змінного струму в силове статорне коло шляхом ввімкнення вимикача *SA1*. Одночасно автоматичні вимикачі *SF1.1* і *SF1.2* подають живлення на коло керування, яке працює від джерела постійного струму. Напруга для кола керування отримується через перетворювач напруги *AC 220 В / DC 36 В*, підключений до силового кола після ввімкнення вимикача *SA1*.

У вихідному положенні командоконтролера *SA2* отримують живлення реле напруги *KV* та реле часу *KT1* і *KT2*. Контактори прискорення *KM1*, *KM2* і *KM3* у цей момент знеструмлені. Такий режим відповідає стану готовності схеми до пуску електродвигуна.

Для запуску електродвигуна оператор переводить рукоятку командоконтролера *SA2* в одне з робочих положень, наприклад у положення «2», яке відповідає одному з напрямків руху механізму. Після цього вмикаються контактори *KM2*, *KM1* і реле *KM*. Контактори забезпечують підключення обмотки статора двигуна до трифазної мережі живлення, а також формують необхідну схему в колі ротора.

В момент пуску ротор електродвигуна нерухомий, тому електрорушійна сила ротора має незначне значення. Напруга на котушці реле *KV1* недостатня для його спрацювання, тому його розмикальний контакт *KV1.1* залишається замкненим. В результаті отримує живлення контактор *KM6*.

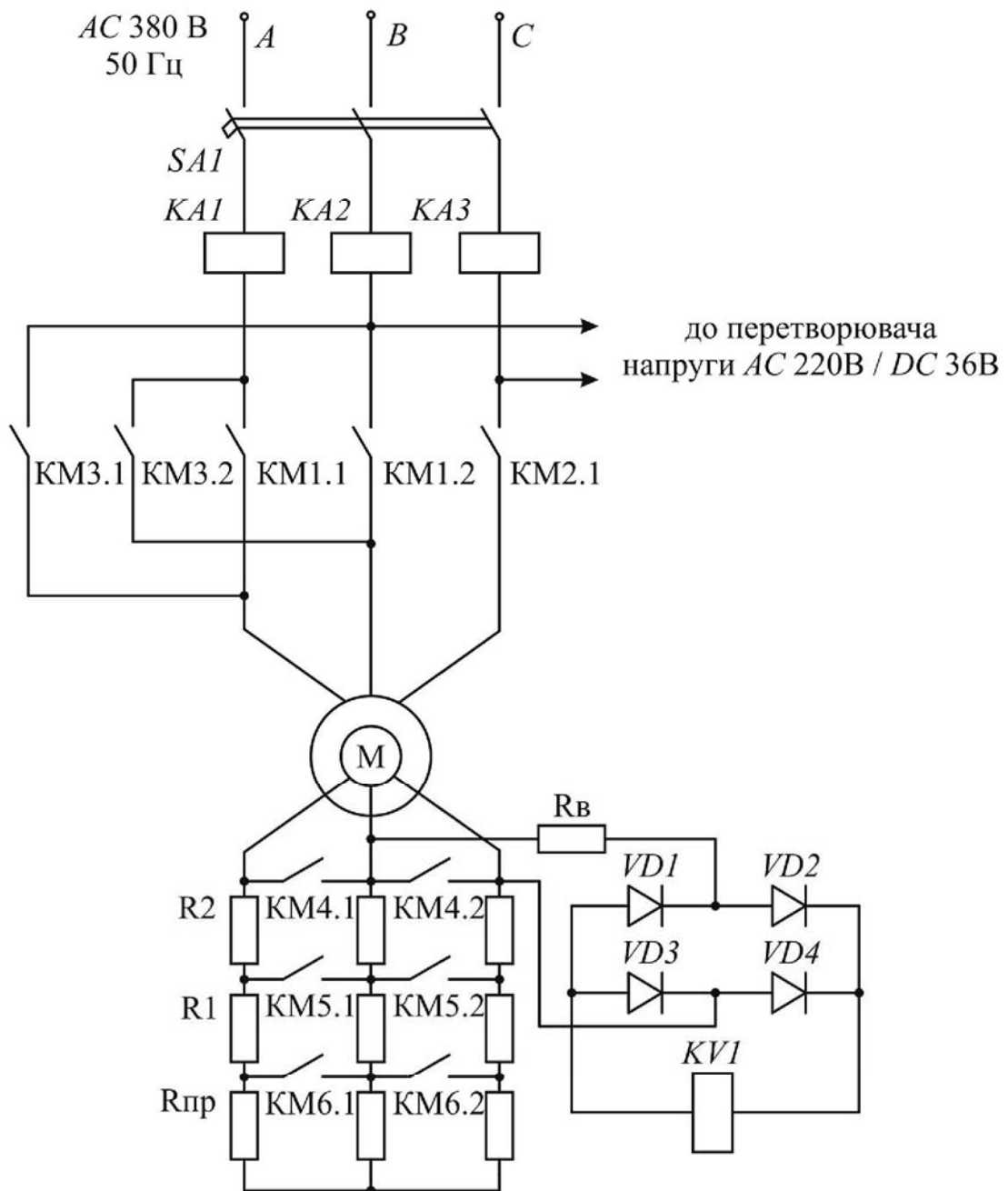


Рисунок 3.5 – Схема включення АД з фазним ротором для механізму підйому/спуску вантажу причального контейнерного крана-перевантажувача

Контактор *КМ6* своїми силовими контактами *КМ6.1* і *КМ6.2* шунтує ступені противовмикання у колі ротора. В цей момент до роторного кола підключені лише пускові ступені резисторів. Завдяки цьому забезпечується обмеження пускового струму та створення підвищеного пускового моменту, необхідного для плавного рушання механізму підйому вантажу.

Розгін електродвигуна відбувається відповідно до реостатної механічної характеристики, яка визначається сумарним опором резисторів. Під час пуску реле часу *КТ1* відключається розмикальним контактом *КМ6.3* у момент подачі напруги на статор двигуна. Після закінчення встановленої витримки часу контакт реле *КТ1* замикається, унаслідок чого вмикається контактор *КМ5*.

Контактор *КМ5* своїми контактами *КМ5.1* і *КМ5.2* закорочує першу ступінь пускового резистора в колі ротора. Унаслідок цього загальний опір роторного кола зменшується, а двигун переходить на нову механічну характеристику з більшою швидкістю обертання.

Далі, після наступної витримки часу, спрацьовує контактор *КМ4*. Це відбувається тому, що котушка реле часу *КТ2* знеструмлюється розмикальними контактами *КМ5.3*. Контактор *КМ4* закорочує другу ступінь пускового резистора, і електродвигун переходить на природну механічну характеристику без додаткових опорів у роторному колі.

Плавне ступеневе виведення резисторів дозволяє уникнути різких стрибків струму та механічних ударів у приводі механізму підйому. Такий спосіб пуску особливо важливий для контейнерних кранів, де необхідна висока точність позиціонування вантажу та обмеження динамічних навантажень на металоконструкції.

Реверсування електродвигуна здійснюється шляхом переведення командоконтролера *SA2* з положення «Спуск» у положення «Підйом» або навпаки. При цьому змінюється порядок чергування фаз у статорному колі двигуна, внаслідок чого змінюється напрямок обертання магнітного поля статора. Перед переходом двигуна до нового напрямку обертання виконується електричне гальмування противовмиканням.

Гальмування протитовмиканням реалізується в функції електрорушійної сили двигуна. Під час реверсу у роторному колі виникає підвищена ЕРС, яка контролюється реле *KVI*. Залежно від значення ЕРС забезпечується необхідна послідовність вмикання апаратів керування та плавний перехід двигуна через режим гальмування до нового напрямку обертання.

В схемі передбачений комплекс електричних захистів, що забезпечують надійну та безпечну роботу електропривода. Захист силового кола двигуна від перевантажень та коротких замикань реалізований за допомогою максимальних струмових реле *KA1*, *KA2* і *KA3*. Захист від надмірного зниження напруги здійснюється реле *KV*, яке контролює рівень напруги в колі керування. У випадку зникнення або значного зниження напруги реле відключає схему керування, запобігаючи аварійним режимам роботи електропривода.

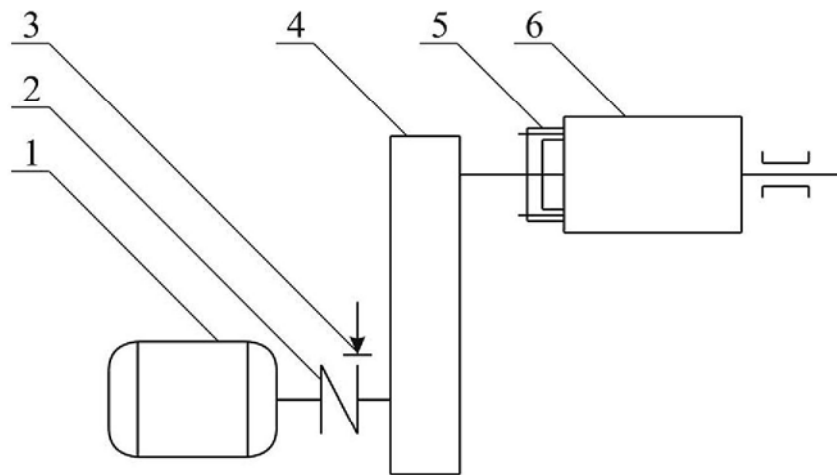
Коло керування захищене автоматичним вимикачем *SF* з максимальним струмовим захистом та плавким запобіжником Зп, що гарантує захист елементів керування від перевантаження та короткого замикання.

4 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ РОЗРОБКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ПРИЧАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРНОГО КРАНА- ПЕРЕВАНТАЖУВАЧА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 30 Т

4.1 Розрахунок механізму підйому/спуску вантажу

4.1.1 Вибір діаметра каната поліспада

Кінематичну схему механізму підйому/спуску вантажу причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т вибираємо з тяговою лебідкою (рис. 4.1).



- 1) – електродвигун; 2) – муфта з гальмівним шківом; 3) – гальма;
4) – редуктор; 5) – зубчаста муфта; 6) – барабан

Рисунок 4.1 – Кінематична схема механізму підйому/спуску вантажу причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т

Місце розташування тягової лебідки на вантажній платформі переміщення.
Максимальне зусилля в тяговій гілці каната при підйомі вантажу

$$F_6^{\uparrow} = \frac{F_Q}{z \cdot u_{\pi} \cdot \eta_0},$$

де $z = 1$ – тип поліспасти (подвоєний);

$u_{\pi} = 4$ – кратність поліспасти;

F_Q – сила тяжіння вантажу та спредера, що визначається з виразу

$$F_Q = (Q + 0,02 \cdot Q) \cdot g,$$

$$F_Q = (30000 + 0,02 \cdot 30000) \cdot 9,8 = 299879 \text{ Н.}$$

Загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспасти та обвідних роликів

$$\eta_0 = \eta_{\pi} \cdot \eta_{\text{бл}}^t,$$

де $\eta_{\pi} = 0,88$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспасти [18];

$\eta_{\text{бл}} = 0,94$ – ККД обвідних роликів;

$t = 4$ – кількість обвідних блоків в схемі запасування каната.

Тоді

$$\eta_0 = 0,88 \cdot 0,94^5 \approx 0,69.$$

Таким чином, максимальне зусилля в тяговій гілці каната при підйомі вантажу

$$F_6^{\uparrow} = \frac{299879}{4 \cdot 0,69} = 109 \text{ кН.}$$

Мінімальне розривне зусилля

$$F_0 = F_6^{\uparrow} \cdot z_p,$$

де $z_p = 5$ – мінімальний коефіцієнт використання каната.

Тоді

$$F_0 = 109 \cdot 5 = 545 \text{ кН.}$$

Вибираємо по ГОСТ 2688-80 канат подвоєної звивки типу ЛК-Р конструкції 6×19 діаметром $d_k = 32$ мм, що має при маркувальній групі проволон $\sigma_B = 1670$ МПа розривне зусилля $F_0 = 556$ кН. Тобто, вибираємо канат з маркуванням 32-Г-Н-1670 (ГОСТ 2688-80).

Визначення геометричних розмірів барабана та блоків поліспада

Мінімальні діаметри:

– барабана

$$D_1 \geq h_1 \cdot d_k,$$

$$D_1 \geq 60 \cdot 32 = 1920 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_1 = 2000$ мм;

– блоків поліспада

$$D_2 \geq h_2 \cdot d_k,$$

$$D_2 \geq 68 \cdot 32 = 2176 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_2 = 2200$ мм;

– зрівноважувального блока

$$D_3 \geq h_3 \cdot d_k,$$

$$D_3 \geq 48 \cdot 32 = 1600 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_3 = 1600 \text{ мм.}$

Довжина каната, що навивається на барабан поліспаста

$$L_k = z \cdot [H \cdot u_{\text{п}} + \pi \cdot D_1 \cdot (z_1 + z_2)],$$

$$L_k = 2 \cdot [40 \cdot 4 + 3,14 \cdot 2000 \cdot (6 + 12)] \approx 274 \text{ м.}$$

Робоча довжина барабана

$$L'_6 = \frac{L_k \cdot p_t}{\pi \cdot m \cdot (m \cdot d_k + D_1) \cdot \varphi},$$

$$L'_6 = \frac{274 \cdot 0,022}{3,14 \cdot 1 \cdot (1 \cdot 32 + 2000) \cdot 0,9} \approx 0,434 \text{ м.}$$

Загальна довжина барабана

$$L_6 = L'_6 + (3 \dots 4) \cdot p_t,$$

$$L_6 = 0,434 + 3,5 \cdot 0,022 = 0,511 \text{ м.}$$

Товщина стінки барабана по умові міцності на стискання

$$\delta' = \frac{F_6^{\uparrow}}{p_t \cdot [\sigma]_{\text{сж}}},$$

де $[\sigma]_{\text{сж}} = 140 \text{ МПа}$ для матеріалу барабана – сталь 35Л.

Тоді

$$\delta' = \frac{109}{0,022 \cdot 140} = 35,4 \text{ мм.}$$

З технологічних умов виготовлення барабана

$$\delta' \geq 0,01 \cdot D_1 + 3,$$

$$\delta' \geq 0,01 \cdot 2000 + 3 = 23 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину стінки барабана $\delta = 24 \text{ мм.}$

Статична потужність електродвигуна

$$P_c = \frac{Q \cdot g \cdot V_r}{10^3 \cdot \eta_m},$$

$$P_c = \frac{30000 \cdot 9,8 \cdot 0,62}{10^3 \cdot 0,84} = 217 \text{ кВт.}$$

Таким чином, вибираємо два асинхронні двигуни з фазним ротором серії *МТН 613-6* виконанням *ІМ 1001* на лапах (ГОСТ 185-70).

4.1.2 Вибір редуктора

Швидкість обертання барабана

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_r \cdot u_{\Pi}}{\pi \cdot D_1},$$

$$n_6 = \frac{60 \cdot 0,62 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,2} = 23,7 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідне передатне число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_6},$$

$$u'_p = \frac{1000}{23,7} = 42,2.$$

Необхідний обертовий момент на тихохідному валу редуктора

$$T'_T = 9550 \cdot \frac{P_c}{n_6},$$

$$T'_T = 9550 \cdot \frac{217}{23,7} = 87,4 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

По величині необхідного обертового моменту з урахуванням необхідного передатного числа вибираємо для групи режиму роботи М6 (4М) та частоти обертання швидкохідного вала $n_{\text{дв}} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ редуктор типу Ц2-1000-1000.

Фактична швидкість обертання барабана

$$n_6^{\phi} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p},$$

$$n_6^{\phi} = \frac{1000}{40} = 25 \text{ хв}^{-1}.$$

Фактична швидкість підйому вантажу

$$V_{\Gamma}^{\Phi} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_6^{\Phi}}{60 \cdot u_{\Pi}},$$

$$V_{\Gamma}^{\Phi} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 25}{60 \cdot 4} \approx 0,65 \text{ м/с.}$$

Фактична швидкість підйому вантажу відрізняється від заданої на 2,5 %, тобто менше ніж на 10%, що допустимо.

4.1.3 Вибір з'єднувальних муфт

З'єднання вала електродвигуна і швидкохідного вала редуктора здійснюється пружною втулочно-пальцевою муфтою, одна з напівмуфт якої виконана у вигляді гальмівного шківa. Ця напівмуфта кріпиться на швидкохідний вал редуктора, що забезпечує жорсткий зв'язок гальм з барабаном через редуктор.

Вибір розмірів муфти проводиться за величиною розрахункового крутного моменту $T_{\text{м}}$

$$T_{\text{м}} = T_{\text{с}} \cdot k_1 \cdot k_2,$$

де $k_1 = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму [19];

$k_2 = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує групу режиму роботи механізму;

$T_{\text{с}}$ – момент статичного опору обертанню в період пуску, який визначається з виразу

$$T_{\text{с}} = \frac{F_6^{\uparrow} \cdot z \cdot D_1}{2 \cdot u_{\text{р}} \cdot \eta_6 \cdot \eta_{\text{р}}},$$

де $u_{\text{р}} = 40$ – передатне число редуктора;

$\eta_6 = 0,94$ – ККД барабану;

$\eta_p = 0,95$ – ККД редуктора.

Таким чином, момент статичного опору обертанню в період пуску

$$T_c = \frac{109 \cdot 2000}{2 \cdot 40 \cdot 0,94 \cdot 0,95} = 3051 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді

$$T_m = 3051 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 3691 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо з'єднувальну муфту на 4000 Н·м та зубчасту муфту на 4000 Н·м.

4.1.4 Вибір гальм

Для заклинення та утримання вантажу у висячому положенні встановлюють нормально замкнуті гальма, що автоматично розмикаються під час увімкнення приводу механізму. Гальма зазвичай встановлюються на швидкохідний вал механізму, де діє найменший крутний момент (найчастіше на одній з напівмуфт з'єднання двигуна з редуктором). Вибирається гальмо за величиною розрахункового гальмівного моменту.

Момент статичного опору на валу електродвигуна при гальмуванні

$$T_c = \frac{F_6^{\uparrow} \cdot z \cdot D_1 \cdot \eta_6 \cdot \eta_p}{2 \cdot u_p},$$

$$T_c^T = \frac{109 \cdot 2000 \cdot 0,94 \cdot 0,95}{2 \cdot 40} = 2433 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величина розрахункового гальмівного моменту

$$T^T = T_c^T \cdot k_T,$$

де $k_T = 1,75$ – коефіцієнт запасу гальмування.

Тоді

$$T^T = 2433 \cdot 1,75 = 4257 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо ТКТГ-500 з приводом від електрогідравлічного штовхача.

4.1.5 Перевірка електродвигуна за часом пуску при підйомі вантажу

Електродвигун повинен розганяти механізм за досить короткий час, інакше зменшиться продуктивність крана. Але при значно малому часі пуску розгін буде супроводжуватися великим прискоренням, що зменшить міцність елементів, стійкість вантажу і т.п..

Номінальний момент на валу електродвигуна

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}},$$

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{220}{1000} = 2101 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальна кратність пускового моменту електродвигуна

$$\Psi_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}},$$

$$\Psi_{\text{max}} = \frac{4620}{2101} = 2,2.$$

Середній пусковий момент електродвигуна

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{\Psi_{\text{max}} + \Psi_{\text{min}}}{2} \cdot T_{\text{ном}},$$

де $\Psi_{\text{min}} = 1,3$ – мінімальна кратність пускового моменту електродвигуна.

Тоді

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{2,2 + 1,3}{2} \cdot 2101 = 3676 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарний момент інерції ротора та муфти з гальмівним шківом

$$I = I_{\text{р}} + I_{\text{м}},$$

$$I = 4,8 + 6,9 = 11,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Час пуску електродвигуна

$$t_{\text{п}} = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T_{\text{ср.п}} - T_{\text{с}})} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot 10^3 \cdot (V_{\text{Г}}^{\Phi})^2}{n_{\text{дв}} \cdot (T_{\text{ср.п}} - T_{\text{с}}) \cdot \eta_{\text{м}}},$$

де $\delta = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує вплив обертових мас привода, окрім муфти з гальмівним шківом та ротора електродвигуна;

$I = 11,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – сумарний момент інерції ротора та муфти з гальмівним шківом.

Таким чином, матимемо

$$t_{\pi} = \frac{1,2 \cdot 11,7 \cdot 1000}{9,55 \cdot (3676 - 3051)} + \frac{9,55 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 0,65^2}{1000 \cdot (3676 - 3051) \cdot 0,84} = 2,58 \text{ с.}$$

Отриманий час пуску має допустиме значення і становить 2,6 с.

Прискорення при пуску електродвигуна

$$a = \frac{V_{\Gamma}^{\Phi}}{t_{\pi}},$$

$$a = \frac{0,65}{2,6} = 0,25 \text{ м/с}^2.$$

Отже, прискорення при пуску електродвигуна менше допустимого значення прискорення $[a] = 0,8 \text{ м/с}^2$.

4.1.6 Перевірка гальм за часом гальмування

Час гальмування при опусканні вантажу (при підйомі вантажу цей час буде менше, так як в цьому випадку момент від маси вантажу і гальмівний момент діють в одному напрямку)

$$t_{\tau} = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T^T - T_c^T)} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot 10^3 \cdot (V_{\Gamma}^{\Phi})^2 \cdot \eta_{\text{м}}}{n_{\text{дв}} \cdot (T^T - T_c^T) \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$t_{\tau} = \frac{1,2 \cdot 11,7 \cdot 1000}{9,55 \cdot (4257 - 2433)} + \frac{9,55 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 0,65^2 \cdot 0,84}{1000 \cdot (4257 - 2433) \cdot 0,84} \approx 0,9 \text{ с.}$$

Найбільша допустима довжина шляху гальмування при опусканні вантажу

$$[S] = \frac{V_{\Gamma}^{\Phi}}{k_s},$$

де $k_s = 4$ – коефіцієнт шляху гальмування.

Тоді

$$[S] = \frac{0,65}{4} = 0,162 \text{ м.}$$

Максимальний час гальмування при опусканні вантажу

$$t_{T\max} = \frac{2 \cdot [S]}{V_{\Gamma}^{\Phi}},$$

$$t_{T\max} = \frac{2 \cdot 0,162}{0,65} \approx 0,5 \text{ с} > t_T = 0,9 \text{ с.}$$

Уповільнення вантажу при гальмуванні

$$a_T = \frac{V_{\Gamma}^{\Phi}}{t_T},$$

де $V_{\Gamma}^{\Phi} = 0,65 \text{ м/с}^2$ – фактична швидкість підйому вантажу.

Отже

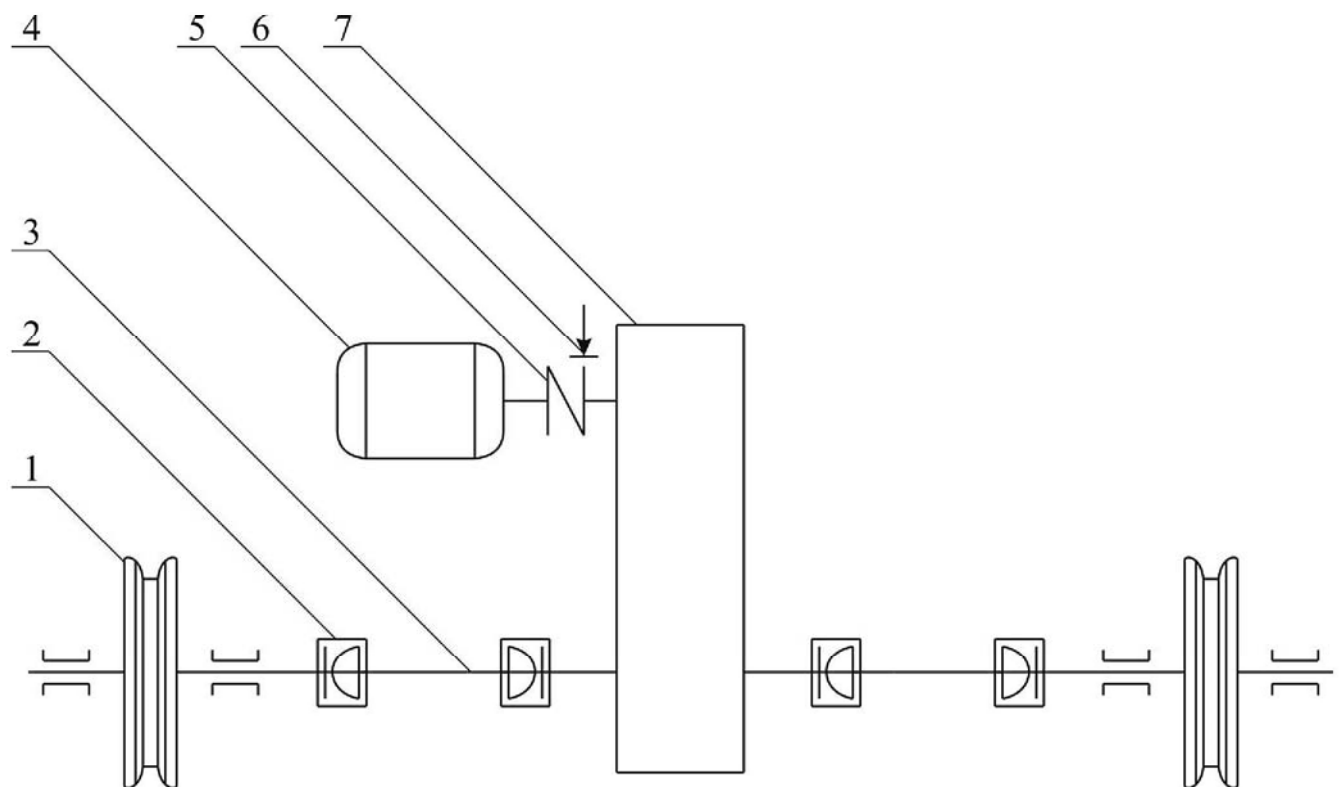
$$a_T = \frac{0,65}{0,9} \approx 0,72 \text{ м/с}^2,$$

Значення уповільнення вантажу при гальмуванні знаходиться в допустимих межах, так як $a_T = 0,72 \text{ м/с}^2 < [a] = 0,8 \text{ м/с}^2$.

4.2 Розрахунок механізму переміщення вантажної платформи

4.2.1 Визначення повного опору переміщенню вантажної платформи

Механізм переміщення вантажної платформи складається з чотирьох конічних ходових катків, два з яких приводні від мотор-редуктора. Вал мотор-редуктора з'єднується з приводними колесами за допомогою зубчатих муфт. На вільному кінці швидкохідного валу редуктора встановлений гальмівний шків обладнаний гідроштовхачем. Кінематична схема механізму переміщення вантажної платформи представлена на рис. 4.2.



- 1) – ходове колесо; 2) – зубчаста муфта; 3) – проміжний вал;
4) – електродвигун; 5) – муфта з гальмівним шківом; 6) – гальма;
7) – горизонтальний редуктор

Рисунок 4.2 – Кінематична схема механізму переміщення платформи

Визначаємо орієнтовну масу вантажної платформи переміщення

$$m_T = 0,4 \cdot Q,$$

$$m_T = 0,4 \cdot 30000 \approx 12000 \text{ кг.}$$

При проектуванні вантажної платформи переміщення навантаження на ходові катки від ваги вантажу та візка необхідно розподілити рівномірно. В цьому випадку навантаження на один ходовий каток

$$F_R = \frac{(m_T + Q) \cdot g}{z},$$

де $z = 4$ – загальна кількість ходових катків.

Тоді

$$F_R = \frac{(12000 + 30000) \cdot 9,8}{4} = 102899 \text{ Н.}$$

В залежності від навантаження, групи режиму роботи та швидкості переміщення вибираємо приводні та не приводні ходові циліндричні катки з двома ребордами та рейки з напівкруглою головкою.

Основні розміри коліс наступні:

- діаметр коліс $D_k = 0,63 \text{ м}$;
- відстань між ребордами $B = 0,05 \text{ м}$;
- застосовані дворядні сферичні роликові підшипники;
- внутрішній діаметр підшипників $d = 0,28 \text{ м}$.

В якості рейки вибираємо тип Р11.

Опір переміщенню вантажної платформи переміщення від тертя в підшипниках, тертя кочення ходових катків об рейку та тертя реборд об рейку

$$F_{\text{тр}} = (m_T + Q) \cdot g \cdot \frac{f \cdot d + 2 \cdot \mu}{D_k} \cdot k_p,$$

де $f = 0,015$ – приведений до внутрішнього діаметру коефіцієнт тертя в роликових підшипниках;

$\mu = 0,0004$ – коефіцієнт тертя кочення ходового катка об рейку;

$k_p = 2$ – коефіцієнт, що враховує додатковий опір від тертя реборд об рейку.

Таким чином

$$F_{\text{тр}} = (12000 + 30000) \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,28 + 2 \cdot 0,0004}{0,63} \cdot 2 = 6533 \text{ Н.}$$

Опір від максимально допустимого нахилу шляху

$$F_{\text{укл}} = (m_T + Q) \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

$$F_{\text{укл}} = (12000 + 30000) \cdot 9,8 \cdot \sin(0,003) = 1234 \text{ Н.}$$

Опір від вітрового навантаження. Статична складова вітрового навантаження на вантаж

$$F_{\Gamma} = q \cdot k \cdot c \cdot n \cdot A_{\Gamma},$$

$$F_{\Gamma} = 125 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1,2 \cdot 20 = 4199 \text{ Н.}$$

Ширина рейки для вантажної платформи переміщення

$$l_k = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot Q,$$

$$l_k = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 30000 = 3,07 \text{ м.}$$

Висота рейки для вантажної платформи переміщення

$$l_h = 0,835 + 10^{-5} \cdot Q,$$

$$l_h = 0,835 + 10^{-5} \cdot 30000 = 1,13 \text{ м.}$$

Площа вантажної платформи переміщення, що дорівнює проекції зовнішнього контуру на площину, перпендикулярну швидкості вітру

$$A_T = l_k \cdot l_h,$$

$$A_T = 3,07 \cdot 1,13 = 3,47 \text{ м}^2.$$

Статична складова вітрового навантаження на вантажну платформу

$$F_T = q \cdot k \cdot c \cdot n \cdot A_T,$$

$$F_T = 125 \cdot 1 \cdot 1,4 \cdot 1,2 \cdot 3,47 = 729 \text{ Н.}$$

Повний опір від вітрового навантаження

$$F_B = F_\Gamma + F_T,$$

$$F_{\text{в}} = 4199 + 729 = 4928 \text{ Н.}$$

Повний опір переміщенню вантажної платформи переміщення

$$F = F_{\text{тр}} + F_{\text{укл}} + F_{\text{в}},$$

$$F = 6533 + 1234 + 4928 = 12695 \text{ Н.}$$

4.2.2 Вибір електродвигуна

Необхідна максимальна статична потужність електродвигуна механізму переміщення вантажної платформи

$$P_{\text{с}} = \frac{F \cdot V_{\text{т}}}{1000 \cdot \eta},$$

де $\eta = 0,93$ – ККД редуктора, що має підшипники кочення.

Тоді

$$P_{\text{с}} = \frac{12695 \cdot 1,3}{1000 \cdot 0,93} = 17,7 \text{ кВт.}$$

Тривалість включення (ТВ) електродвигуна для групи режиму роботи механізму 4М відповідає ТВ рівній 25%. Вибираємо два електродвигуни серії *МТН 312-6* з одним робочим кінцем вала виконання *ІМ 1001* на лапах.

Номінальний момент електродвигуна

$$T_{\text{н}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}},$$

$$T_{\text{н}} = 9550 \cdot \frac{39}{945} = 394 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Швидкість обертання ходових катків

$$n_{\text{к}} = \frac{60 \cdot V_T}{\pi \cdot D_{\text{к}}},$$

$$n_{\text{к}} = \frac{60 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 0,63} = 39,4 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідне передатне відношення числа редуктора

$$u'_{\text{р}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}},$$

$$u'_{\text{р}} = \frac{945}{39,4} = 24.$$

Розрахункова потужність редуктора

$$P'_{\text{р}} = P_{\text{р}} \cdot k_y,$$

де $k_y = 2$ – коефіцієнт, що враховує умови роботи редуктора (можливе перевантаження).

Отже

$$P'_{\text{р}} = 17,7 \cdot 2 = 35,4 \text{ кВт}.$$

4.2.3 Вибір редуктора

За необхідною розрахунковою потужністю та з урахуванням передатного числа вибираємо для групи режиму 4М та частоти обертання швидкохідного вала $n_6 = 1000 \text{ хв}^{-1}$ два редуктори типу Ц2-500-1000, які мають передатні відношення $u_p = 24$ та розрахунковий ККД $\eta_p = 0,93$. Дані редуктори можуть передавати потужність до $P_p = 19,5 \text{ кВт}$.

Діюча швидкість обертання катків та швидкість переміщення вантажної платформи

$$n'_k = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p},$$

$$n'_k = \frac{945}{24} = 39,4 \text{ хв}^{-1}.$$

$$V'_T = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n'_k}{60},$$

$$V'_T = \frac{3,14 \cdot 0,63 \cdot 39,4}{60} = 1,3 \text{ м/с}.$$

Так як діюча швидкість руху вантажної платформи переміщення V'_T менша за розрахункову V_T , то перерахунок потужності електродвигунів виконувати не має необхідності.

4.2.4 Вибір муфт

Обертний момент, що передається від редуктора до ходового приводного катка

$$T_k = 0,25 \cdot F \cdot D_k,$$

$$T_{\kappa} = 0,25 \cdot 12695 \cdot 0,63 = 1999 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Обертний момент на швидкохідному валу редуктора та валу електродвигуна

$$T = \frac{2 \cdot T_{\kappa}}{u_p \cdot \eta},$$

$$T = \frac{2 \cdot 1999}{24 \cdot 0,93} = 179 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо муфту, що з'єднує вал електродвигуна з швидкохідним валом редуктора. Розрахунковий момент, який передається муфтою

$$T_M = T \cdot k_1 \cdot k_2,$$

де $k_1 = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму;

$k_2 = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує групу режиму роботи механізму.

Таким чином

$$T_M = 179 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 258 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Відповідно до необхідного розрахункового моменту та діаметрам з'єднувальних валів вибираємо пружну втулочно-пальцеву муфту з гальмівним шківом. Гальмівний шків встановлюємо на швидкохідний вал редуктора.

Розрахунковий момент, що передається муфтами

$$T'_M = T_{\kappa} \cdot k_1 \cdot k_2,$$

$$T'_M = 1999 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 2878 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За даним параметром та діаметрами з'єднувальних валів вибираємо зубчаті муфти 2-го типу. Муфти встановлюємо зубчатими втулками на проміжний вал.

4.2.5 Оцінка працездатності механізму переміщення вантажної платформи переміщення

Максимально допустиме прискорення порожньої вантажної платформи переміщення в період розгону при умові достатнього зчеплення приводних ходових катків з рейками

$$\left[a^\uparrow \right]_{\max} = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_\varphi} + \frac{f \cdot d}{D_k} \right) - (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{k_p}{D_k} - \frac{F_T}{m_T \cdot g} \right] \cdot g,$$

де $z_{\text{пр}} = 2$ – кількість приводних катків вантажної платформи;

$\varphi = 0,12$ – коефіцієнт зчеплення ходових катків з рейками при роботі на відкритому повітрі;

$k_\varphi = 0,5$ – коефіцієнт запасу зчеплення приводних ходових катків з рейками при вітровому навантаженні.

Отже

$$\left[a^\uparrow \right]_{\max} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,12}{0,5} + \frac{0,015 \cdot 0,28}{0,63} \right) - (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,28) \cdot \frac{2}{0,63} - \frac{729}{12000 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$\left[a^\uparrow \right]_{\max} \approx 1 \text{ м/с}^2.$$

За нормами допустиме прискорення має становити $[a] = 0,2 \text{ м/с}^2$. Тому приймаємо рекомендоване значення прискорення пуску.

Мінімально допустимий час пуску має бути не менше

$$\left[t^{\uparrow} \right]_{\min} = \frac{V'_T}{[a]},$$

$$\left[t^{\uparrow} \right]_{\min} = \frac{1,3}{0,22} = 5,91 \text{ с.}$$

Час пуску рекомендовано приймати у межах 1,5 – 6 с. Приймаємо час пуску електродвигуна рівний $t_{\Pi} = 6$ с. Зазначений час забезпечує реле часу шляхом постійного виводу опорів з кола керування електродвигуном тільки для електродвигунів з фазним ротором.

4.2.6 Перевірка електродвигуна на пусковий режим при максимальній вантажопідйомності

В період пуску електродвигуна доводиться долати статичний та динамічний опір. Статичний момент від сил тертя, нахилу та вітру на валу електродвигуна визначений раніше становить $T = 179 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент на валу електродвигуна від сил інерції вантажу та платформу

$$T_{\text{ин}}^{\uparrow} = \frac{0,955 \cdot (m_T + Q) \cdot g \cdot (V'_T)^2 \cdot \eta}{n_{\text{дв}} \cdot t_{\Pi}},$$

$$T_{\text{ин}}^{\uparrow} = \frac{0,955 \cdot (12000 + 30000) \cdot 9,8 \cdot 1,3^2 \cdot 0,93}{945 \cdot 6} = 109 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент інерції на валу електродвигуна від сил інерції обертових мас привода

$$T_{\text{ин1}}^{\uparrow} = \frac{\delta \cdot (I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_{\Pi}},$$

де $\delta = 2,9$ – коефіцієнт, що враховує вплив обертових мас, окрім муфти з гальмівним шківом та ротора електродвигуна.

Тоді

$$T_{ин1}^{\uparrow} = \frac{2,9 \cdot (0,313 + 0,27) \cdot 945}{9,55 \cdot 6} = 27,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарний пусковий момент на валу електродвигуна

$$T_{\Pi} = T + T_{ин}^{\uparrow} + T_{ин1}^{\uparrow},$$

$$T_{\Pi} = 179 + 109 + 27,9 = 316 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коефіцієнт перевантаження електродвигуна

$$\lambda = \frac{T_{\Pi}}{T_{\text{н}}},$$

$$\lambda = \frac{316}{394} = 0,802.$$

Допустимий коефіцієнт перевантаження електродвигуна

$$\lambda = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{н}}},$$

де $T_{\text{max}} = 700 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – максимальний обертовий момент, що здатен розвинути електродвигун.

Тоді

$$\lambda = \frac{316}{394} = 0,8.$$

Отже, вибраний електродвигун при прийнятому часі пуску забезпечує стійку і надійну роботу привода механізму переміщення вантажної платформи та виключає пробуксовку катків в період пуску.

4.2.7 Вибір гальм

Максимально допустиме прискорення вантажної платформи з максимальним вантажем в період гальмування за умови достатнього зчеплення приводних катків з рейками

$$\left[a^{\downarrow} \right]_{\max} = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} - \frac{f \cdot d}{D_{\text{к}}} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{1}{D_{\text{к}}} - \frac{F_{\text{в}}}{(m_T + Q) \cdot g} \right] \cdot g,$$

$$\left[a^{\downarrow} \right]_{\max} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,12}{0,5} - \frac{0,015 \cdot 0,28}{0,63} \right) + (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,28) \cdot \frac{1}{0,63} - \frac{4928}{411600} \right] \cdot 9,8,$$

$$\left[a^{\downarrow} \right]_{\max} \approx 1 \text{ м/с}^2.$$

За нормами допустиме прискорення $[a] = 0,2 \text{ м/с}^2$. Відповідно до зазначеної інформації приймаємо рекомендоване значення прискорення при гальмуванні.

Мінімально допустимий час гальмування платформи має бути не менше

$$\left[t^{\downarrow} \right]_{\min} = \frac{V_T'}{[a]},$$

$$\left[t^{\downarrow} \right]_{\min} = \frac{1,3}{0,22} = 5,91 \text{ с.}$$

Час гальмування рекомендовано приймати у межах 3 – 6 с. Приймаємо час гальмування вантажної платформи рівний $t_T = 6 \text{ с.}$

Шлях гальмування вантажної платформи при максимальному вантажі

$$S = \frac{V'_T \cdot t_T}{2},$$

$$S = \frac{1,3 \cdot 6}{2} = 3,9 \text{ м.}$$

Момент від сил інерції, приведений до гальмівного шківa (без врахування тертя об реборди катків):

– при максимальному вантажі

$$F_{\text{тр}} = (m_T + Q) \cdot g \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{\eta}{2 \cdot u_p},$$

$$F_{\text{тр}} = (12000 + 30000) \cdot 9,8 \cdot (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,28) \cdot \frac{0,93}{2 \cdot 24} = 6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

– при порожній вантажній платформі переміщення

$$F_{\text{тр}}^{\text{п}} = (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{m_T \cdot g \cdot \eta}{2 \cdot u_p},$$

$$F_{\text{тр}}^{\text{п}} = (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,28) \cdot \frac{12000 \cdot 9,8 \cdot 0,93}{2 \cdot 24} = 39,9 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент, що необхідний на гальмівному шківу для гасіння сил від нахилу шляху:

– при максимальному вантажі

$$F_{\text{укл}} = (m_T + Q) \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \frac{D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u_{\text{р}}},$$

$$F_{\text{укл}} = (12000 + 30000) \cdot 9,8 \cdot \sin(0,003) \cdot \frac{0,63 \cdot 0,93}{2 \cdot 24} = 4,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– при порожній вантажній платформі переміщення

$$F_{\text{укл}}^{\text{п}} = m_T \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \frac{D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u_{\text{р}}},$$

де $\eta = 0,93$ – ККД редуктора, що має підшипники кочення.

Отже

$$F_{\text{укл}}^{\text{п}} = 12000 \cdot 9,8 \cdot \sin(0,003) \cdot \frac{0,63 \cdot 0,93}{2 \cdot 24} \approx 4,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент, що необхідний на гальмівному шківу для гасіння сил тертя від дії вітрового навантаження:

– при максимальному вантажі

$$F_{\text{в}} = \frac{F_{\text{в}} \cdot D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u_{\text{р}}},$$

$$F_{\text{в}} = \frac{4928 \cdot 0,63 \cdot 0,93}{2 \cdot 24} = 60,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– при порожній вантажній платформі переміщення

$$F_{\text{в}}^{\text{п}} = \frac{F_T \cdot D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u_{\text{п}}},$$

$$F_{\text{в}}^{\text{п}} = \frac{729 \cdot 0,63 \cdot 0,93}{2 \cdot 24} \approx 9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Складові моментів, необхідних на гальмівному шківу для гасіння сил:

– інерції платформи, яка поступально рухається з максимальним вантажем

$$T_1 = \frac{0,955 \cdot (m_T + Q) \cdot g \cdot (V'_T)^2 \cdot \eta}{n_{\text{дв}} \cdot t_T},$$

$$T_1 = \frac{0,955 \cdot (12000 + 30000) \cdot 9,8 \cdot 1,3^2 \cdot 0,93}{945 \cdot 6} = 109 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– інерції обертових мас привода

$$T_2 = \frac{\delta \cdot (I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_T},$$

$$T_2 = \frac{2,9 \cdot (0,313 + 0,27) \cdot 945}{9,55 \cdot 6} = 27,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необхідний гальмівний момент на шківу для зупинки вантажної платформи переміщення при максимальному вантажі, нахилі та вітрі

$$T_T = T_1 + T_2 + T_{\text{укл}} + T_{\text{в}} - T_{\text{тр}},$$

$$T_T = 109 + 27,9 + 15,1 + 60,2 - 39,9 = 172 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо гальма типу ТКТГ-200м. Гальма послаблюємо регулюючи затягування робочої пружини на гальмівний момент $T'_T = 172 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Максимально допустиме прискорення порожньої платформи в період гальмування за умови достатнього зчеплення приводних ходових катків з рейками

$$\left[a_{\Pi}^{\downarrow} \right] = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} - \frac{f \cdot d}{D_{\kappa}} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{1}{D_{\kappa}} - \frac{F_T}{m_T \cdot g} \right] \cdot g,$$

$$\left[a_{\Pi}^{\downarrow} \right] = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,12}{0,5} - \frac{0,015 \cdot 0,28}{0,63} \right) + (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,28) \cdot \frac{1}{0,63} - \frac{729}{12000 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$\left[a_{\Pi}^{\downarrow} \right] \approx 1,2 \text{ м/с}^2.$$

Момент статичних опорів, приведений до гальмівного шківу, необхідний для гасіння сил від вітрового навантаження, сил від нахилу шляху та сил тертя

$$T_c = T_{\text{тр}}^{\Pi} - T_{\text{в}}^{\Pi} - T_{\text{укл}}^{\Pi},$$

$$T_c = 12 - 9 - 5 = -2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Час гальмування порожньої вантажної платформи переміщення

$$t_T^{\Pi} = \frac{\delta \cdot (I_p + I_m) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T'_T + T_c)} + \frac{0,955 \cdot m_T \cdot g \cdot (V'_T)^2 \cdot \eta}{n_{\text{дв}} \cdot (T'_T + T_c)},$$

$$t_T^{\text{II}} = \frac{2,9 \cdot (0,313 + 0,27) \cdot 945}{9,55 \cdot 170} + \frac{0,955 \cdot 12000 \cdot 9,8 \cdot 1,3^2 \cdot 0,93}{945 \cdot 170} \approx 2 \text{ с.}$$

Дійсне прискорення порожньої платформи переміщення при гальмуванні

$$a' = \frac{V_T'}{t_T^{\text{II}}},$$

$$a' = \frac{1,3}{2} = 0,65 \text{ м/с}^2 \leq [a_{\text{II}}^{\downarrow}] = 1,2 \text{ м/с}^2.$$

Таким чином, гальма ТКТГ-200м, відрегульовані на гальмівний момент $T_T' = 172 \text{ Н} \cdot \text{м}$, забезпечують надійне гальмування вантажної платформи переміщення при будь-яких умовах навантаження, виключаючи можливість ковзання ходових катків при гальмуванні порожньої платформи.

4.3 Розрахунок механізму переміщення крана

4.3.1 Визначення статичних навантажень

Кінематична схема механізму переміщення крана представлена на рис. 4.3.

Сила тяжіння:

– крана

$$F_{G_{\text{кр}}} = m_{\text{кр}} \cdot g,$$

$$F_{G_{\text{кр}}} = 297 \cdot 9,8 = 2913 \text{ кН},$$

– вантажу та вантажозахватного пристрою

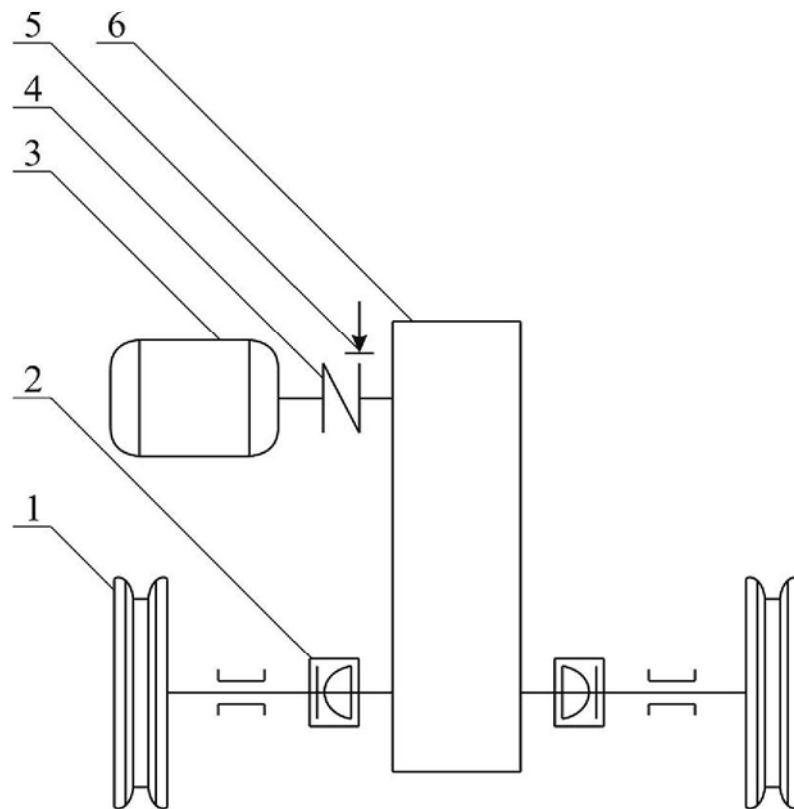
$$F_{G_{\Gamma}} = Q \cdot g,$$

$$F_{Gr} = 30 \cdot 9,8 = 294 \text{ кН},$$

– вантажної платформи з приводними шківками

$$F_{GT} = 0,4 \cdot Q \cdot g,$$

$$F_{GT} = 0,4 \cdot 30 \cdot 9,8 = 118 \text{ кН}.$$



- 1) – ходове колесо; 2) – зубчаста муфта; 3) – електродвигун;
 4) – муфта з гальмівним шківком; 5) – гальма; 6) – вертикальний редуктор
- Рисунок 4.3 – Кінематична схема механізму переміщення крану

Найбільше статичне навантаження на катки

$$F_{RB} = \frac{F_{Gкр} \cdot \frac{L}{2} + (F_{Gr} + F_{GT}) \cdot (L + l)}{L},$$

де $L = 24$ м – довжина прольоту;

l – відстань від осі опори крана до центру мас візка в граничному положенні, що визначається з виразу

$$l = L_{\text{к}} - 2,$$

$$l = 40 - 2 = 38 \text{ м},$$

Тоді

$$F_{RB} = \frac{2913 \cdot \frac{24}{2} + (294 + 118) \cdot (24 + 38)}{24} = 2520 \text{ кН}.$$

З урахуванням кількості ходових катків, що опираються на один рельс підкранового шляху, максимальне навантаження на один каток

$$F_{R\text{max}} = \frac{F_{RB}}{z / 2},$$

де $z = 8$ – загальна кількість катків крана, прийнята відповідно до рекомендацій.

Таким чином, матимемо

$$F_{R\text{max}} = \frac{2520}{8 / 2} = 630 \text{ кН}.$$

4.3.2 Вибір та розрахунок ходових катків

По величині $F_{R\text{max}}$ та швидкості переміщення крана $V_{\text{кр}}$ вибираємо приводні та не приводні ходові циліндричні катки з двома ребордами та рейку з напівкруглою голівкою.

Основні параметри катків:

- діаметр катків $D_k = 900$ мм;
- застосовуються дворядні сферичні роликотидшипники;
- внутрішній діаметр підшипника (діаметр цапфи) $d_{ц} = 390$ мм;
- тип рейки – КР 70;
- коефіцієнт тертя кочення катка об рейку $\mu = 0,0006$ м;
- допустиме навантаження на каток $F_R = 12,5$ кН.

Розрахункове навантаження на каток

$$F_p = k_n \cdot k_d \cdot F_{R\max},$$

$$F_p = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 630 = 832 \text{ кН.}$$

Коефіцієнт, що залежить від відношення радіусів

$$k \approx 0,09 \cdot \sqrt[3]{(R_1 / R_2)^4},$$

де $R_1 = 0,4$ м – радіус округлення головки рейки КР 70;

$R_2 = 0,45$ м – радіус ходового катка.

Тоді

$$k \approx 0,09 \cdot \sqrt[3]{(0,4 / 0,45)^4} = 0,0854.$$

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = k \cdot k_f \cdot \sqrt[3]{\frac{F_p \cdot E_{\text{пп}}^2}{R_1^2}},$$

де $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Відповідно

$$\sigma_H = 0,0854 \cdot 1,07 \cdot \sqrt[3]{\frac{832 \cdot (2,1 \cdot 10^5)^2}{400^2}} = 559 \text{ МПа.}$$

Допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_H = 0,8 \cdot \sigma_T,$$

де $\sigma_T = 785$ МПа – межа текучості матеріалу залізо 65Г ходового катка.

Тоді

$$[\sigma]_H = 0,8 \cdot 785 = 628 \text{ МПа.}$$

Таким чином

$$[\sigma]_H = 559 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 628 \text{ МПа.}$$

Розрахункове контактне напруження менше допустимого, що відповідає необхідній умові перевірки.

4.3.3 Розрахунок загального опору переміщення крана

Опір переміщенню від сил тертя

$$F_{тр} = k_p \cdot (m_{кр} + Q) \cdot g \cdot \frac{f \cdot d_{ц} + 2 \cdot \mu}{D_k},$$

де $k_p = 2,5$ – коефіцієнт, що враховує додаткове тертя від реборд та торців ступиць ходових катків;

$f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках опор валу ходового катка.

Тоді

$$F_{\text{тр}} = 2,5 \cdot (297 + 30) \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,39 + 2 \cdot 0,0006}{0,9} = 62,8 \text{ кН.}$$

Опір від нахилу рейкового шляху

$$F_{\text{укл}} = (m_{\text{кр}} + Q) \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

де $\sin \alpha = 0,003$ – нахил рейкового шляху ККК.

$$F_{\text{укл}} = (297 + 30) \cdot 9,8 \cdot 0,003 = 9,62 \text{ кН.}$$

Розподілене вітрове навантаження на одиницю розрахункової площини елемента конструкції

$$p = q \cdot k \cdot c \cdot n,$$

де $q = 125$ Па – динамічний тиск вітру;

$k = 1$ – коефіцієнт зміни динамічного тиску по висоті над поверхнею землі;

$c = 1,375$ – коефіцієнт аеродинамічної сили для вантажу;

$n = 1$ – коефіцієнт перевантаження для робочого стану.

Отже

$$p = 125 \cdot 1 \cdot 1,375 \cdot 1 = 172 \text{ Па.}$$

Розрахункова площа конструкції крана

$$A = h \cdot L',$$

де $h = 12,5$ м – висота пролітної балки крана;

L' – довжина пролітної балки крана, що визначається виразом

$$L' = L + 2 \cdot L_K,$$

$$L' = 24 + 2 \cdot 40 = 104 \text{ м.}$$

Отже

$$A = 12,5 \cdot 104 = 1300 \text{ м}^2.$$

Статична складова вітрового навантаження на елементи конструкції крана

$$F_B^K = p \cdot A \cdot K_{\text{спл}},$$

$$F_B^K = \frac{(172 \cdot 1300)}{1000} \cdot 0,78 = 174 \text{ кН.}$$

Статична складова вітрового навантаження на вантаж

$$F_B^T = q \cdot k \cdot c \cdot n \cdot A_T,$$

де $A_T = 20 \text{ м}^2$ – розрахункова площа вантажу, що визначається в залежності від номінальної маси вантажу.

Тоді

$$F_{\text{в}}^{\Gamma} = 125 \cdot 1 \cdot 1,375 \cdot 1 \cdot 20 = 3,44 \text{ кН.}$$

Повний опір від вітрового навантаження на кран у робочому стані

$$F_{\text{в}} = F_{\text{в}}^{\text{к}} + F_{\text{в}}^{\Gamma},$$

$$F_{\text{в}} = 174 + 3,44 = 177 \text{ кН.}$$

Загальний опір переміщенню крана від статичних навантажень

$$F_{\text{пер}} = F_{\text{тр}} + F_{\text{укл}} + F_{\text{в}},$$

$$F_{\text{пер}} = 62,8 + 9,62 + 177 = 249 \text{ кН.}$$

4.3.4 Вибір електродвигуна

Статична потужність електродвигуна

$$P_{\text{с}} = \frac{F_{\text{пер}} \cdot V_{\text{кр}}}{a \cdot \mu_{\text{м}}},$$

де $a = 4$ – кількість механізмів переміщення;

$\mu_{\text{м}} = 0,87$ – ККД механізму переміщення.

Таким чином

$$P_{\text{с}} = \frac{249 \cdot 0,5}{4 \cdot 0,87} = 35,8 \text{ кВт.}$$

Вибираємо шістнадцять кранових електродвигунів з фазним ротором серії *MTF* 412-6 потужністю 36 кВт кожен, виконанням *IM* 1001 на лапах (ГОСТ 185-70).

4.3.5 Вибір редуктора

Вибір редуктора виконуємо в залежності від кінематичної схеми приводу по передавальному числу, розрахунковій потужності або допустимому обертальному моменту на тихохідному валу і швидкості обертання швидкохідного вала.

Швидкість обертання ходового катка

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

$$n_k = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,9} = 10,6 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідне передатне відношення привода

$$u' = \frac{n_{дв}}{n_k},$$

$$u' = \frac{955}{10,6} = 90,1.$$

Розрахункова потужність редуктора

$$P_p = P_c \cdot k_y,$$

де $k_y = 2,2$ – коефіцієнт, що враховує умови роботи редуктора для групи режиму 4М.

Тоді

$$P_p = 35,8 \cdot 2,2 = 78,8 \text{ кВт.}$$

Обертовий момент на тихохідному валу редуктора

$$T_T = 9550 \cdot \frac{P_p}{n_T},$$

де $n_T = n_k = 10,6 \text{ хв}^{-1}$.

Тоді

$$T_T = 9550 \cdot \frac{78,8}{10,6} = 71 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

За величиною обертового моменту з урахуванням необхідного передатного числа вибираємо для групи режиму роботи 4М та частоти обертання швидкохідного вала $n_6 = n_{дв} = 955 \text{ хв}^{-1}$ редуктор вертикальний крановий типу ВК-475-1000.

Фактична швидкість переміщення крана

$$V_{кр}^{\phi} = \frac{V_{кр} \cdot u'}{u_p \cdot u'_{зп}},$$

де $u'_{зп} = 1$ – коефіцієнт, що враховує відсутність в механізмі переміщення крану відкритої зубчастої передачі.

Отже

$$V_{кр}^{\phi} = \frac{0,5 \cdot 90,1}{68,02 \cdot 1} = 0,662 \text{ м/с.}$$

Зміна величини швидкості

$$\Delta V_{кр} = \frac{V_{кр} - V_{кр}^{\phi}}{V_{кр}} \cdot 100\%,$$

$$\Delta V_{кр} = \frac{0,5 - 0,662}{0,5} \cdot 100\% = -32,4\%.$$

Фактична швидкість переміщення крана менша заданої на 32,4%, що допустимо за умовою перевірки.

4.3.6 Вибір з'єднувальних муфт

Обертний момент, що передається муфтою, яка з'єднує вал електродвигуна та швидкохідний вал редуктора

$$T_{м}^{ном} = \frac{F_{пер} \cdot D_{к}}{2 \cdot a \cdot u \cdot \eta_{м}},$$

де $u = u_p = 68,02$ – передатне відношення привода, рівне передатному числу редуктора.

Тоді

$$T_{м}^{ном} = \frac{249 \cdot 900}{2 \cdot 4 \cdot 68,02 \cdot 0,87} = 473 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Розрахункова величина моменту

$$T_M^p = T_M^{\text{НОМ}} \cdot k_1 \cdot k_2,$$

$$T_M^p = 473 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 681 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За необхідним розрахунковим моментом та діаметрам з'єднувальних валів вибираємо пружну втулочно-пальцеву муфту з гальмівним шківом на 800 Н·м.

Обертний момент, що передається зубчатою муфтою, встановленою на тихохідному валу привода

$$T_M^{\text{НОМ}} = \frac{F_{\text{пер}} \cdot D_k}{2 \cdot a \cdot u'_{\text{зп}}},$$

$$T_M^{\text{НОМ}} = \frac{249 \cdot 900}{2 \cdot 4} = 28012 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунковий момент

$$T_M^p = T_M^{\text{НОМ}} \cdot k_1 \cdot k_2,$$

$$T_M^p = 28012 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 40337 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За наведеним значенням вибираємо зубчасту муфту на 40000 Н·м.

4.3.7 Перевірка електродвигуна за часом пуску

Максимально допустиме прискорення крана при пуску за умови зчеплення коліс з рейками

$$[a]_{\max} = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} + \frac{f \cdot d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right) - (2 \cdot \mu + f \cdot d_{\text{ц}}) \cdot \frac{k_{\text{р}}}{D_{\text{к}}} - \frac{F_{\text{в}}}{m_{\text{кр}} \cdot g} \right] \cdot g,$$

де $z_{\text{пр}} = 4$ – кількість привідних катків крана;

$z = 4$ – загальна кількість катків крана;

$F_{\text{в}} = 11,2$ кН – вітрове навантаження на кран в робочому стані.

Тоді

$$[a]_{\max} = \left[\frac{4}{8} \cdot \left(\frac{0,12}{0,5} + \frac{0,015 \cdot 0,39}{0,9} \right) - (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,39) \cdot \frac{2,5}{0,9} - \frac{177}{297 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$[a]_{\max} = 0,421 \text{ м/с}^2.$$

Найменший допустимий час пуску за умови зчеплення катків

$$[t]_{\min} = \frac{V_{\text{кр}}^{\Phi}}{[a]_{\max}},$$

$$[t]_{\min} = \frac{0,662}{0,421} = 1,57 \text{ с.}$$

Сумарний момент інерції ротора електродвигуна та пружної втулично-пальцевої муфти з гальмівним шківом

$$I = I_{\text{р}} + I_{\text{м}},$$

$$I = 0,675 + 0,68 = 1,35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Номінальний момент на валу електродвигуна

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}},$$

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{36}{955} = 360 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальна кратність пускового моменту електродвигуна

$$\psi_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}},$$

$$\psi_{\text{max}} = \frac{792}{360} = 2,2.$$

Середній пусковий момент електродвигуна з фазним ротором

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{\psi_{\text{max}} + \psi_{\text{min}}}{2} \cdot T_{\text{ном}},$$

де $\psi_{\text{min}} = 2$ – мінімальна кратність пускового моменту електродвигуна.

Тоді

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{2,2 + 2}{2} \cdot 360 = 756 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Опір переміщенню крана без вантажу:

– від сил тертя

$$F'_{\text{тр}} = k_p \cdot m_{\text{кр}} \cdot g \cdot \frac{f \cdot d_{\text{ц}} + 2 \cdot \mu}{D_{\text{к}}},$$

$$F'_{\text{тр}} = 2,5 \cdot 297 \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,39 + 2 \cdot 0,0006}{0,9} = 57,1 \text{ кН.}$$

– від нахилу шляху

$$F'_{\text{ук}} = m_{\text{кр}} \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

$$F'_{\text{ук}} = 297 \cdot 9,8 \cdot 0,003 = 8,74 \text{ кН.}$$

– від вітрового навантаження

$$F'_{\text{в}} = F_{\text{в}}^{\text{к}} = 174 \text{ кН.}$$

– повний опір переміщенню

$$F'_{\text{пер}} = F'_{\text{тр}} + F'_{\text{укл}} + F'_{\text{в}},$$

$$F'_{\text{пер}} = 57,1 + 8,74 + 174 = 240 \text{ кН.}$$

Момент статичного опору при роботі крана без вантажу

$$T'_{\text{с}} = \frac{F'_{\text{пер}} \cdot D_{\text{к}}}{2 \cdot a \cdot u_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$T'_c = \frac{240 \cdot 900}{2 \cdot 4 \cdot 68,02 \cdot 0,87} = 456 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Час пуску електродвигуна механізму переміщення крану без вантажу

$$t_{\pi} = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{2 \cdot a \cdot u_p \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$t_{\pi} = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T_{\text{ср.п}} - T'_c)} + \frac{9,55 \cdot m_{\text{кр}} \cdot (V_{\text{кр}}^{\Phi})^2}{n_{\text{дв}} \cdot (T_{\text{ср.п}} - T'_c) \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$t_{\pi} = \frac{1,6 \cdot 1,35 \cdot 955}{9,55 \cdot (756 - 456)} + \frac{9,55 \cdot 297 \cdot 10^3 \cdot 0,662^2}{955 \cdot (756 - 456) \cdot 0,87} = 5,71 \text{ с}.$$

Фактичне прискорення крана при пуску механізму

$$a^{\Phi} = \frac{V_{\text{кр}}^{\Phi}}{t_{\pi}},$$

$$a^{\Phi} = \frac{0,662}{5,71} \approx 0,12 \text{ м/с}^2.$$

Отримане значення менше за максимально допустиме $[a]_{\text{max}} = 0,19 \text{ м/с}^2$.

Умову перевірки виконано.

4.3.8 Перевірка електродвигуна на нагрівання

Необхідна еквівалентна потужність електродвигуна для робочої частини циклу механізму переміщення

$$P_e = \gamma \cdot P_c,$$

де $\gamma = 1,15$ – допоміжний коефіцієнт, що враховує роботу двигуна на відкритому повітрі.

Тоді

$$P_e = 1,15 \cdot 35,6 = 41,2 \text{ кВт.}$$

Необхідна потужність електродвигуна за умови нагрівання з врахуванням пауз протягом циклу роботи

$$P_{пв} = k \cdot P_e,$$

де $k = 0,5$ – коефіцієнт, що враховує номінальну відносну тривалість ввімкнення, характерну для номінального режиму роботи 4М.

$$P_{пв} = 0,5 \cdot 41,2 = 20,6 \text{ кВт.}$$

Номінальна потужність електродвигунів *MTF 412-6* становить $P_{дв} = 36$ кВт, що значно більше ніж $P_{пв} = 20,6$ кВт, тобто, умова перевірки виконується.

4.3.9 Перевірка запасу зчеплення ходових катків з рейками при пуску

Сумарне навантаження на приводні ходові катки крана без вантажу

$$F_{пр} = m_{кр} \cdot g \cdot \frac{z_{пр}}{z},$$

$$F_{пр} = 297 \cdot 9,8 \cdot \frac{4}{8} = 1456 \text{ кН.}$$

Фактичний запас зчеплення катків з рейками при пуску

$$K_{\varphi} = \frac{F_{\text{пр}} \cdot \varphi}{F'_{\text{пер}} + m_{\text{кр}} \cdot g \cdot \left(\frac{a^{\Phi}}{g} - \frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot f \cdot \frac{d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right)},$$

$$K_{\varphi} = \frac{1456 \cdot 0,12}{240 + 297 \cdot 9,8 \cdot \left(\frac{0,116}{9,8} - \frac{4}{8} \cdot 0,015 \cdot \frac{390}{900} \right)} \approx 0,659.$$

За умовою перевірки значення $K_{\varphi} \geq 1,2$, таким чином, умова виконується.

Максимально допустиме уповільнення крана за умови зчеплення катків з рейками

$$[a^T]_{\text{max}} = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} + \frac{f \cdot d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d_{\text{ц}}) \cdot \frac{1}{D_{\text{к}}} - \frac{F_{\text{в}}}{m_{\text{кр}} \cdot g} \right] \cdot g,$$

$$[a^T]_{\text{max}} = \left[\frac{4}{8} \cdot \left(\frac{0,12}{0,5} + \frac{0,015 \cdot 0,39}{0,9} \right) + (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,39) \cdot \frac{1}{0,9} - \frac{177}{297 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$[a^T]_{\text{max}} = 0,69 \text{ м/с}^2.$$

Максимально допустиме уповільнення крана при гальмуванні по нормативним даним з урахуванням технологічних процесів повинно мати теж значення, що і прискорення при пуску $[a]_{\text{max}} = 0,421 \text{ м/с}^2$. Цим забезпечуються однакові умови зчеплення катків з рейками, а також створюються однакові силові впливи на вантаж при пуску та гальмуванні.

Час гальмування крана без вантажу

$$[t_T] = \frac{V_{кр}^{\phi}}{[a]_{\max}},$$

$$[t_T] = \frac{0,662}{0,421} = 1,57 \text{ с.}$$

4.3.10 Вибір гальм

Момент сил тертя ходових катків крана при гальмуванні

$$T_{тр}^T = \frac{m_{кр} \cdot g \cdot (f \cdot d_{ц} + 2 \cdot \mu) \cdot \eta_M}{2 \cdot u},$$

$$T_{тр}^T = \frac{297 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot (0,015 \cdot 0,39 + 2 \cdot 0,0006) \cdot 0,87}{2 \cdot 68,02} = 131 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент опору руху від нахилу шляху при гальмуванні

$$T_{укл}^T = \frac{m_{кр} \cdot g \cdot D_{к} \cdot \eta_M \cdot \sin \alpha}{2 \cdot u},$$

$$T_{укл}^T = \frac{297 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 0,9 \cdot 0,87 \cdot 0,003}{2 \cdot 68,02} = 50,3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент опору руху від вітрового навантаження

$$T_{в}^T = \frac{F'_{в} \cdot D_{к} \cdot \eta_M}{2 \cdot u},$$

$$T_{\text{в}}^T = \frac{174 \cdot 0,9 \cdot 0,87}{2 \cdot 68,02} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент статичних опорів на валу гальм при гальмуванні

$$T_{\text{с}}^T = T_{\text{тр}}^T - T_{\text{укл}}^T - T_{\text{в}}^T,$$

$$T_{\text{с}}^T = 131 - 50,3 - 1 = 79,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сил інерції при гальмуванні крана без вантажу

$$T_{\text{ин}}^T = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_T} + \frac{9,55 \cdot m_{\text{кр}} \cdot (V_{\text{кр}}^{\Phi})^2 \cdot \eta_{\text{м}}}{n_{\text{дв}} \cdot t_T},$$

$$T_{\text{ин}}^T = \frac{1,6 \cdot 1,35 \cdot 955}{9,55 \cdot 1,57} + \frac{9,55 \cdot 297 \cdot 10^3 \cdot 0,662^2 \cdot 0,87}{955 \cdot 1,57} = 859 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунковий момент на валу гальма

$$T_{\text{р}}^T = T_{\text{ин}}^T - T_{\text{с}}^T,$$

$$T_{\text{р}}^T = 859 - 79,7 = 779 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За розрахунковим значенням $T_{\text{р}}^T = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$ вибираємо колодкові гальма ТКТГ-300м з приводом від електрогідравлічного штовхача, враховуючи розмір колодок з розміром гальмівного шківа пружної втулочно-пальцевої муфти.

4.3.11 Перевірка працездатності гальм

Мінімальна довжина шляху гальмування залежить від числа гальмівних ходових катків, тому

$$S_{\min} = \frac{(V_{\text{кр}}^{\Phi})^2}{k},$$

$$S_{\min} = \frac{0,662^2}{0,9} = 0,487 \text{ м.}$$

Фактична довжина шляху гальмування

$$S^{\Phi} = 0,5 \cdot V_{\text{кр}}^{\Phi} \cdot t_T,$$

$$S^{\Phi} = 0,5 \cdot 0,662 \cdot 1,57 = 0,52 \text{ м.}$$

Таким чином, встановлено, що значення фактичного шляху гальмування більше мінімально необхідного. Умова перевірки виконується.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Електробезпека та засоби її забезпечення

Експлуатація електроприводів сучасних причальних контейнерних кранів-перевантажувачів пов'язана з підвищеною небезпекою ураження електричним струмом, оскільки робота такого обладнання здійснюється в умовах значних механічних навантажень, підвищеної вологості, впливу атмосферних опадів, соляного туману та перепадів температури [20]. У зв'язку з цим питання електробезпеки під час експлуатації кранового електрообладнання мають надзвичайно важливе значення та безпосередньо впливають на безпечність праці обслуговуючого персоналу.

Практика експлуатації електроустановок показує, що основною причиною виникнення небезпеки ураження електричним струмом є пошкодження або порушення цілісності ізоляції струмоведучих частин. Погіршення стану ізоляції може виникати внаслідок тривалого впливу вологи, підвищеної температури, механічних вібрацій, агресивного морського середовища та забруднення електрообладнання. Особливо небезпечними є умови роботи причальних контейнерних кранів, оскільки їх електрообладнання функціонує на відкритому повітрі та постійно піддається впливу атмосферних факторів.

Електроприводи контейнерних кранів складаються з великої кількості електричних машин, силових перетворювачів, кабельних ліній, апаратів керування та систем автоматизації, що працюють під напругою. Під час роботи крана персонал може контактувати з металевими частинами конструкції, які у разі пошкодження ізоляції здатні опинитися під небезпечною напругою. Саме тому при експлуатації електроприводів особливого значення набувають заходи захисту людей від ураження електричним струмом.

Одним із основних засобів забезпечення електробезпеки є застосування надійної робочої та додаткової ізоляції струмоведучих частин. Для

електрообладнання причальних контейнерних кранів використовуються ізоляційні матеріали, стійкі до вологи, механічних пошкоджень та впливу морського середовища. Регулярний контроль стану ізоляції кабелів, електродвигунів і силових перетворювачів дозволяє своєчасно виявляти пошкодження та запобігати аварійним режимам роботи.

Необхідно, щоб у системі електробезпеки було передбачено захисне заземлення металоконструкцій крана та корпусів електрообладнання. У випадку пробією ізоляції струм короткого замикання відводиться через систему заземлення, що забезпечує спрацювання захисної апаратури та зниження напруги дотику до безпечного рівня. Для контейнерних кранів великої вантажопідйомності особливо важливим є забезпечення надійного електричного контакту між усіма металевими елементами конструкції та заземлювальним контуром.

В сучасних системах електропривода контейнерних кранів широко застосовуються автоматичні вимикачі, реле максимального струмового захисту та пристрої контролю ізоляції. Такі системи забезпечують автоматичне відключення пошкодженої ділянки мережі у випадку короткого замикання, перевантаження або появи струму витоку. Використання швидкодіючих захисних апаратів дозволяє мінімізувати ризик виникнення пожежі та ураження персоналу електричним струмом.

Детальну увагу під час експлуатації електропривода контейнерного крана необхідно приділяти використанню електрозахисних засобів. При роботі з електроустановками змінного струму напругою до 1000 В персонал застосовує ізолюючі штанги, ізолюючі кліщі, покажчики напруги, електровимірювальні кліщі, діелектричні рукавички та ручний ізолюючий інструмент. Використання таких засобів дозволяє безпечно виконувати оперативні перемикання, перевірку наявності напруги та технічне обслуговування електрообладнання.

Додатковий рівень захисту забезпечується застосуванням діелектричних калош, діелектричних килимів, ізолюючих підставок та спеціальних ізолюючих накладок. Під час проведення ремонтних робіт або обслуговування

електрообладнання на висоті використовуються ізолюючі драбини та склопластикові приставні сходи, які виключають можливість проходження електричного струму через тіло людини.

Безпечна експлуатація електропривода контейнерного крана неможлива без дотримання організаційних заходів електробезпеки. До виконання робіт допускається лише персонал, який пройшов спеціальне навчання, перевірку знань правил технічної експлуатації електроустановок та інструктаж з охорони праці. Важливе значення має дотримання порядку оформлення нарядів-допусків, виконання відключення електрообладнання та перевірки відсутності напруги перед початком ремонтних робіт.

Сучасні контейнерні крани оснащуються системами автоматичного контролю технічного стану електроприводів. Такі системи здійснюють безперервний моніторинг параметрів електрообладнання, температури обмоток електродвигунів, рівня струмів навантаження та стану ізоляції. У разі виникнення аварійної ситуації система автоматично видає попередження або виконує аварійне відключення механізмів крана.

Особливого значення під час експлуатації причальних контейнерних кранів набуває дотримання міжнародних вимог безпеки, зокрема положень міжнародної конвенції СОЛАС-74. Вимоги цієї конвенції спрямовані на забезпечення безпеки персоналу та запобігання аварійним ситуаціям під час експлуатації суднового та портового обладнання. Відповідно до вимог СОЛАС-74 електрообладнання повинно забезпечувати безпечну роботу в умовах підвищеної вологості, вібрацій та можливих аварійних режимів. Також, увага приділяється надійності систем аварійного відключення, заземлення та захисту персоналу від небезпечної дії електричного струму.

5.2 Заходи щодо енергозбереження засобами електропривода

Розвиток портової інфраструктури та збільшення обсягів контейнерних перевезень супроводжується постійним зростанням споживання електричної енергії вантажопідйомним обладнанням. Значна частина енергетичних витрат

припадає саме на електроприводи механізмів підйому, пересування та позиціонування вантажів. У зв'язку з цим питання енергозбереження при експлуатації причальних контейнерних кранів-перевантажувачів набувають особливо важливого значення.

Використання великої кількості електричної енергії негативно впливає на навколишнє середовище, оскільки виробництво електроенергії супроводжується споживанням природних ресурсів та викидами шкідливих речовин в атмосферу. Робота потужних електроприводів кранових механізмів також пов'язана зі значними тепловими втратами, підвищенням навантаження на енергетичні мережі та збільшенням експлуатаційних витрат портових підприємств. Саме тому під час проектування та експлуатації сучасного перевантажувального обладнання особлива увага приділяється комплексному вирішенню проблеми енергозбереження.

Одним із ефективних напрямків підвищення енергоефективності контейнерних кранів є застосування частотно-регульованого електропривода. Використання частотних перетворювачів дозволяє плавно регулювати швидкість обертання електродвигунів залежно від режиму роботи механізму та величини навантаження. Завдяки цьому зменшуються пускові струми, динамічні навантаження на механічне обладнання та втрати електричної енергії.

Важливе значення для кранових механізмів має можливість реалізації рекуперативного гальмування. Під час спуску вантажу електродвигун механізму підйому переходить у генераторний режим роботи, при якому механічна енергія вантажу перетворюється в електричну. За допомогою сучасних частотних перетворювачів ця енергія може повертатися назад у живильну мережу та використовуватися іншими споживачами електроенергії. Використання рекуперації дозволяє зменшити загальне споживання електроенергії контейнерним краном до 40 %, що суттєво підвищує економічну ефективність експлуатації обладнання.

Електроприводи контейнерних кранів будуються на базі високодинамічних асинхронних двигунів змінного струму з мікропроцесорними системами

керування. Такі системи забезпечують автоматичну оптимізацію режимів роботи електропривода залежно від поточного навантаження, швидкості переміщення вантажу та умов експлуатації. Це дозволяє зменшити непродуктивні витрати електроенергії та забезпечити більш раціональне використання енергетичних ресурсів.

Важливим напрямком енергозбереження є також підвищення рівня автоматизації технологічних процесів. Сучасні системи керування контейнерними кранами забезпечують автоматичне регулювання швидкості руху механізмів, оптимізацію траєкторії переміщення вантажу та синхронізацію роботи окремих електроприводів. Завдяки цьому скорочується тривалість робочих циклів, зменшується кількість непотрібних переміщень і знижуються втрати енергії.

В сучасних електроприводах широко використовуються системи автоматичного контролю технологічних параметрів, зокрема струму навантаження, температури електродвигунів, швидкості обертання та режимів роботи силових перетворювачів. На основі аналізу цих параметрів система керування автоматично вибирає найбільш енергоефективний режим роботи механізмів крана.

Суттєвий вплив на рівень енергоспоживання має правильний вибір електродвигунів та силового обладнання. Застосування сучасних електродвигунів з високим коефіцієнтом корисної дії дозволяє значно зменшити втрати електроенергії у процесі роботи. Особливо ефективними є асинхронні двигуни з частотним керуванням, які забезпечують високу енергоефективність у широкому діапазоні швидкостей та навантажень.

Одним із перспективних напрямків розвитку енергозберігаючих технологій є впровадження інтелектуальних систем моніторингу та керування електроприводами. Такі системи дозволяють у режимі реального часу контролювати енергоспоживання окремих механізмів контейнерного крана, аналізувати ефективність роботи обладнання та прогнозувати можливі втрати енергії. Використання цифрових систем моніторингу сприяє підвищенню

загальної енергоефективності портового обладнання та зниженню експлуатаційних витрат.

Під час експлуатації контейнерних кранів важливе значення має також дотримання міжнародних екологічних вимог, спрямованих на зменшення негативного впливу технічного обладнання на навколишнє середовище. Особливу увагу приділяють вимогам міжнародної конвенції МАРПОЛ 73/78, яка регламентує заходи щодо запобігання забрудненню навколишнього середовища під час експлуатації морського та портового обладнання. Використання енергоефективних електроприводів дозволяє знизити навантаження на енергетичні системи, скоротити викиди шкідливих речовин та підвищити екологічну безпеку роботи портових терміналів.

5.3 Висновок по розділу

В розділі наведені заходи щодо забезпечення електробезпеки робочого персоналу при монтажі і обслуговуванні електропривода запропонованого виробу. Представлені заходи щодо енергозбереження електропривода з метою зменшення дії шкідливого фактору на оточуюче середовище.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі виконано огляд та аналіз конструктивних особливостей різновидів кранів, які для виконання своїх функцій застосовують електропривод. Надано основні відомості стосовно сучасного рівня розвитку електропривода.

Представлені основні технічні характеристики електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т в загальному вигляді, а також технічні характеристики його основних комплектуючих елементів електрообладнання, вибраних в результаті виконаних розрахунків.

В роботі виконано розрахунок електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т, а саме: механізмів підйому/спуску вантажу, переміщення вантажної платформи та переміщення крана загалом. На основі виконання математичних розрахунків виконано розробку *3D* моделі конструкції електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача вантажопідйомністю 30 т з детальним описом прийнятих технічних рішень. Виконано вибір виконавчого обладнання з відповідними перевірками на відповідність умовам роботи електропривода. Представлені розрахунки гальмівних механізмів. Наведено електричну принципову схему керування механізмом підйому/спуску вантажу електропривода крана з застосуванням командоконтролера.

Розглянуто питання охорони праці щодо безпечного обслуговування електропривода причального контейнерного крана-перевантажувача. Розглянуті положення міжнародних конвенцій за цими напрямками.

Всі прийняті в кваліфікаційній роботі технічні рішення супроводжуються відповідними формулами, рисунками та графічними характеристиками.

1. Kim K.H., Park Y.M. (2004) Quay cranes in container terminals. *International journal of production economics*, 88(3). – P. 231-246.
2. Fang Y., Dixon W.E., Dawson D.M., Zergeroglu E. (2003) Sliding-mode antisway control of an offshore container crane. *IEEE/ASME Transactions on mechatronics*, 8(4). – P. 431-439.
3. Islam S., Olsen T.L. (2020) Key performance indicator development for ship-to-shore crane performance assessment in container terminal operations. *Maritime economics & logistics*, 22(1). – P. 85-104.
4. Chen J., Li H., Wang X. (2024) Mechanical behavior of ship-to-shore container crane subjected to different stochastic wind actions. *Engineering structures*, 308, 117684.
5. Legato P., Mazza R.M. (2004) Development of design of ship-to-shore container cranes: 1959-2004. *Port technology international*, 21. – P. 44-49.
6. Sun N., Fang Y., Chen H. (2023) Fast or cheap: time and energy optimal control of ship-to-shore cranes. *IEEE Transactions on automation science and engineering*, 20(4). – P. 2567-2579.
7. Zhang Y., Liu P. (2022) Application of big data technology in ship-to-shore quay cranes at smart port. *journal of physics: Conference Series*, 22. – P. 12-34.
8. Zhao X., Wang J., Li Q. (2025) High-precision pose measurement of containers on the transfer platform of the dual-trolley quayside container crane based on machine vision. *Sensors*, 25(3). – P. 11-45.
9. Ngo Q.H., Hong K.S. (2019) Observer-based nonlinear robust control of floating container cranes subject to output hysteresis. *Applied ocean research*, 88. – P. 73-84.
10. Bugaric U., Petrovic D. (2018) Sensitivity analysis for ship-to-shore container crane design. *Brodogradnja*, 69(2). – P. 57-72.

11. He J., Chang D., Mi W. (2020) Next-generation quay crane scheduling. *Computers & industrial engineering*, 139. – P. 106-118.
12. Sun N., Fang Y. (2023) Fast or cheap: time and energy optimal control of ship-to-shore cranes. *arXiv Preprint*, 2304. – P. 11-25.
13. Öztemel E., Aydin M. (2017) Life cycle cost application in ship-to-shore cranes. *Maritime transport and engineering technologies*. 5(2). – P. 95-103.
14. Ramirez J., Torres F. (2024) Remote non-destructive testing of port cranes: a review of vibration and acoustic sensors with iot integration. *Sensors and smart structures technologies*, 18(1). – P. 55-70.
15. Попов С.В., Бучинський М.Я., Гнітько С.М., Чернявський А.М.. Теорія механізмів технологічних машин: підручник. – Київ: 2020. – 268 с.
16. Видмиш А.А., Ярошенко Л.В. Основи електропривода. Теорія та практика: навчальний посібник, Ч.1. – Вінниця: ВНАУ, 2020. – 387 с.
17. Білюк І.С., Гаврилов С.О., Савченко О.В., Фоменко А.М., Шарейко Д.Ю. Системи керування електроприводів: навчальний посібник. – Миколаїв: НУК, 2023. – 172 с.
18. Бондарєв В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П., Бондарєв С.В., Горбатенко Ю.П., Барабанов В.Я. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: підручник. – Київ: 2009. – 734 с.
19. Лавріненко Ю.М., Савченко П.І., Синявський О.Ю., Войтюк Д.Г., Савченко В.В., Голодний І.М. Основи електропривода: підручник. – Київ: 2017. – 524 с.
20. Вовк Ю.Я., Вовк І.П. Охорона праці в галузі: навчальний посібник. – Тернопіль: 2015. – 172 с.