

# **Пояснювальна записка до дипломного проєкту**

на тему: **Кран порталний вантажопідйомністю 20 т для перевантажувальних  
терміналів залізничних станцій і портів**

Київ – 2021 р.

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ**

**Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки**

«До захисту допущено»  
В.о. завідувача кафедри  
\_\_\_\_\_ Олександр ЛУГОВСЬКИЙ

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 р.

**Дипломний проєкт  
на здобуття ступеня бакалавра  
за освітньо-професійною програмою «Автоматизовані та роботизовані  
механічні системи»  
спеціальності 131 Прикладна механіка**

на тему: **Кран порталний вантажопідйомністю 20 т для перевантажувальних  
терміналів залізничних станцій і портів**

Виконав: студент 4 курсу, групи ММ-71

\_\_\_\_\_ Галяк Максим Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Керівник доцент, к.т.н., доцент Неженцев О.Б.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2021 року

**Національний технічний університет України**  
**«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**  
**Механіко-машинобудівний інститут**  
**Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки**

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма «Автоматизовані та роботизовані механічні системи»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

В.о. завідувача кафедри

Олександр ЛУГОВСЬКИЙ

(підпис)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на дипломний проєкт студенту**

Галяку Максиму Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту: Кран порталний вантажопідйомністю 20 т для перевантажувальних терміналів залізничних станцій і портів

Керівник проєкту Неженцев О.Б., к.т.н., доцент,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом по університету від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 року № \_\_\_\_

2. Термін подання студентом проєкту 31 травня 2021

3. Вихідні дані до проєкту: вантажопідйомність – 20 т; виліт стріли максимальний – 36 м; група класифікації механізмів крана: підйому – 6М, обертання – 5М; швидкість підйому вантажу – 1,083 м/с; частота обертання крана – 1,5 об/хв; швидкість пересування крана – 0,39 м/с; висота підйому вантажу – 25 м.

4. Зміст пояснювальної записки: Вступ. 1. Призначення та опис конструкції проєктованого крана. 2. Розрахунок механізму підйому в/п 20 т. 3. Розрахунок механізму повороту крана. 4. Удосконалення параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи порталного крана. 5. Охорона праці. Висновки та результати. Перелік використаної літератури. Додатки.

5. Перелік графічного матеріалу: 1. Перевантажувальний термінал логістичного ланцюжка судно - залізничні склади – ф. А1. 2. Кран порталний в/п 20 т – ф. А0. 3. Механізм підйому – ф. А0. 4. Механізм повороту крана – ф. А1. 5. Привод механізму повороту крана – ф. А1. 6. Лист ф. А1 з деталюванням. 7. Удосконалення параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи порталного крана – ф. А1.

## 6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 12.02.2021 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Виконання розрахунково-пояснювальної записки:		
1.1	Розрахунково-конструкторська частина	20.04.2021	
1.2	Інноваційна частина	25.05.2021	
2	Виконання графічної частини проекту	31.05.2021	
3	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки	07.06.2021	
4	Захист дипломного проекту	15.06.2021	

Студент

\_\_\_\_\_ **Галяк М.С.**  
( підпис ) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту

\_\_\_\_\_ **Неженцев О.Б.**  
( підпис ) (прізвище та ініціали)

## ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

№ з/п	Формат	Позначення			Найменування	Кількість листів	Примітка
1	A4				Завдання на дипломний проєкт	2	
2	A4	ДП.ММ71.03.00.00.000.ПЗ			Пояснювальна записка	93	
3	A1	ДП.ММ71.03.00.00.000.СХ			Перевантажувальний термінал логістичного ланцюжка судно-залізничні склади	1	
4	A0	ДП.ММ71.03.00.00.000.СК			Кран порталний вантажопідйомністю 20 т	1	
5	A0	ДП.ММ71.03.13.00.000.СК			Механізм підйому в/п 20 т	1	
6	A1	ДП.ММ71.03.14.00.000.СК			Механізм повороту крана	1	
7	A1	ДП.ММ71.03.14.04.000.СК			Привод механізму повороту	1	
8	A1	ДП.ММ71.03.16.00.000.СК			Механізм пересування	2	
9	A1	ДП.ММ71.03.00.00.000.СХ			Удосконалення параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи порталного крана	1	
10	A1	ДП.ММ71.03.13.03.001 ДП.ММ71.03.13.03.002 ДП.ММ71.03.13.03.003 ДП.ММ71.03.13.03.004			Деталювання редуктора механізму підйому	1	
					ДП.ММ71.03.00.00.000		
		ПІБ		Підп			
Розробн.	Галяк М.С.				Відомість дипломного проєкту	Лист	Листів
Керівн.	Неженцев О.Б.					1	1
Конс.						КПІ ім. Ігоря Сікорського каф. ПГМ, гр. ММ-71	
Н/контр.	Гришко І.А.						
Зав.каф.	Луговський О.Ф.						

## АНОТАЦІЯ

Галяк М.С. Кран портальний вантажопідйомністю 20 т для перевантажувальних терміналів залізничних станцій і портів / Дипломний проект. – К.: КПІ ім. І.Сікорського, 2021 р.

Пояснювальна записка: 93 с., 16 рис., 7 табл., 33 джерела.

Об'єкт проектування – кран портальний вантажопідйомністю 20 т для перевантаження сипучих і штучних вантажів.

Мета роботи – спроектувати основні механізми портального крана вантажопідйомністю 20 т та удосконалити параметри шарнірно-зчленованої стрілової системи портального крана.

Для досягнення мети були поставлені наступні завдання:

- Зробити опис логістичної ланки морського порту (залізничної станції), вказати призначення та навести опис конструкції портального крана.
- Виконати розрахунок механізму підйому в/п 20т.
- Розрахувати механізм повороту.
- Виконати дослідження по удосконаленню параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи портального крана.
- Розробити розділ з охорони праці.
- Сформулювати висновки по дипломному проекту.

В проекті розглянуто логістику перевантажувальних операцій в портах і на залізничних станціях, які обслуговує проектуваний кран. Виконано розрахунки механізмів підйому вантажу та повороту портального крана. Зроблено аналіз та запропоновано перспективну конструкцію шарнірно-зчленованої стрілової системи портального крана. Розглянуті питання охорони праці.

КРАН ПОРТАЛЬНИЙ, МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ, МЕХАНІЗМ ПОВОРОТУ, ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНА СТІЛОВА СИСТЕМА, РОЗРАХУНКИ

## ABSTRACT

Galyak M.S. The portal crane with a loading capacity of 20 t for the reloading terminals of the railway stations and ports / Diploma project. - K.: Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, 2021

Explanatory note: 93 p., 16 figs., 7 tables, 33 sources.

The purpose of the work is to design the main mechanisms of the gantry crane with a capacity of 20 tons and to improve the parameters of the articulated boom system of the gantry crane.

To achieve this goal the following tasks were set:

- Make a description logistics link of the seaport (railway station), indicate the purpose and give a description of the design of the gantry crane.
- Calculate the mechanism of lifting with a capacity of 20t.
- Carry out research to improve the parameters of the articulated boom system of the gantry crane.
- Develop a section on labor protection.
- Formulate conclusions on the thesis project.

The project considers the logistics of transshipment operations in ports and at railway stations served by portal crane. The calculations of the mechanisms of lifting the load and turning the portal crane are performed. The analysis is made and the perspective design of the hinged-articulated boom system of the portal crane is offered. Issues of labor protection are considered.

PORTAL CRANE, LIFTING MECHANISM, RETURNING MECHANISM, HINGED ARMORED SYSTEM, CUTTING-HUNK

## ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	11
1 ЛОГІСТИЧНА ЛАНКА МОРСЬКОГО ПОРТУ, ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА	14
1.1 Опис морського порту	14
1.2 Вантажний термінал №1	18
1.3 Вантажний термінал №2	18
1.4 Вантажний термінал №3	19
1.5 Призначення крана та вихідні дані	20
1.6 Конструкція портального крана	21
1.7 Опис конструкції механізмів і вузлів крана	23
2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ	29
2.1 Розрахунок і вибір каната	29
2.2 Визначення основних розмірів барабана	31
2.3 Розрахунок барабана на міцність	34
2.4 Розрахунок кріплення каната на барабані	38
2.5 Вибір електродвигуна	39
2.6 Визначення передаточного числа привода та вибір редуктора	41
2.7 Вибір гальма	43
3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТА	45
3.1 Сумарний статичний момент опору обертанню крана	45
3.2 Момент сил тертя в опорно-поворотному пристрої	46
3.3 Момент опору повороту крана, створюваний креном крана	46
3.4 Момент опору обертанню крана, створюваний інерцією вантажу та поворотної частини крана	47
3.5 Сумарний момент опору обертанню крана	49
3.6 Вибір електродвигуна	49
3.7 Визначення махового моменту, наведеного до валу двигуна	51



	10
3.8 Визначення гальмового моменту та вибір гальма	53
4 УДОСКОНАЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА	54
4.1. Методика визначення раціональних параметрів шарнірно- зчленованої стрілової системи	56
4.2. Методика розрахунку та визначення раціональних конструкти- вних параметрів шарнірно-зчленованої стрілової система	60
4.3. Використання методики на комп'ютерних моделях порталних кранів	66
5 ОХОРОНА ПРАЦІ	70
5.1 Основні вимоги та положення охорони праці	70
5.2 Аналіз шкідливих факторів роботи на крані	70
5.3 Проектні рішення	71
5.4 Пожежна безпека	76
ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ	79
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	80
ДОДАТКИ	84

## ВСТУП

Спроектований у дипломному проекті порталний кран призначений для перевантаження сипучих і інших вантажів на залізничних станціях і морських та річкових портах, а також може бути використаний для монтажу устаткування на будівельних і промислових об'єктах. Для перевантаження різноманітних вантажів кран оснащений грейфером, гаковою підвіскою та електромагнітом.

Портальними називають повноповоротні стрілові крани, які встановлені на порталах, що пересуваються по рейках. Портал являє собою просторову раму, що перекриває одну, дві або три залізничні колії й забезпечує вільний пропуск під краном поїздів.

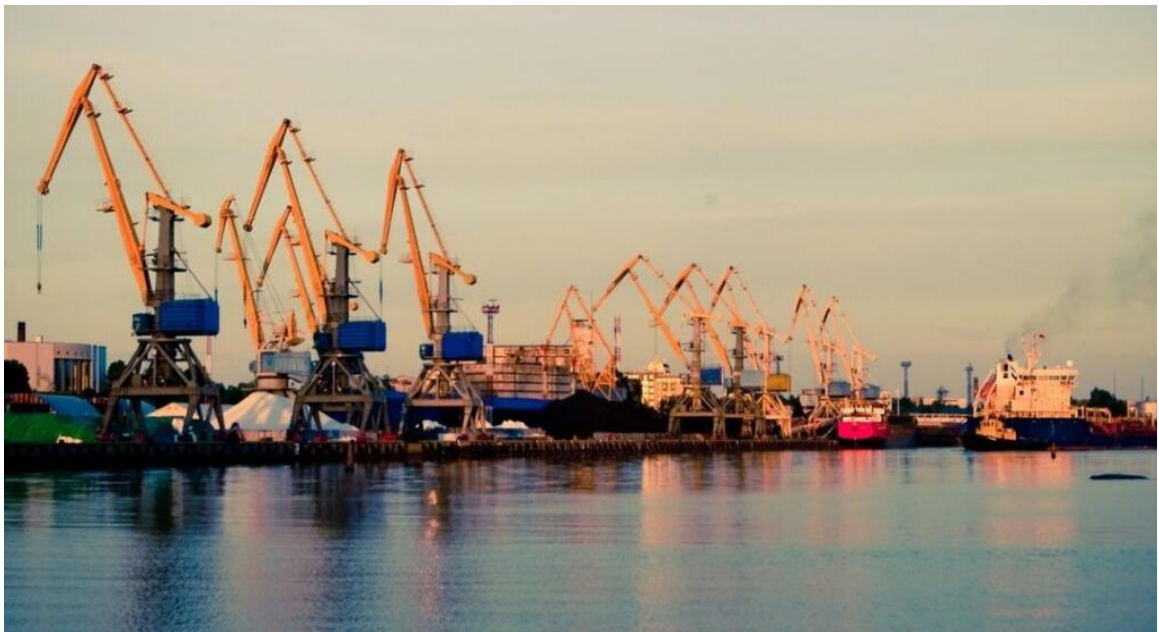


Рисунок В.1 – Портальні крани в морському порті

Поворотна частина крана, що повертається щодо порталу на необмежений кут, складається із платформи, колони (або каркаса) і стрілового пристрою. На поворотній частині встановлюють механізми підйому, повороту та зміни вильоту стріли, електроустаткування, а також кабіну крановика та машинну кабіну.

Портал опирається, як правило, на чотири ходові візка, число коліс яких залежить від маси крана, різних навантажень на кран і тиску колеса, що допускається, на рейку. Звичайно половина ходових коліс є приводними, що приводять у рух механізмом пересування.

Портальні крани призначаються для використання в багатьох галузях народного господарства для підйомно-транспортних операцій з різними вантажами. Залежно від призначення передбачаються наступні типи портальних кранів: перевантажувальні та монтажні.

Перевантажувальні портальні крани призначаються для роботи грейфером з масовими навалочними вантажами та для роботи гаковою підвіскою зі штучними вантажами (у тому числі з контейнерами) у морських і річкових портах, на залізничних станціях, складах промислових підприємств і т.п. Крани можуть бути використані також для роботи з електромагнітом.

Монтажні портальні крани служать для монтажних і складальних робіт переважно на суднобудівних і судноремонтних підприємствах, а також для перевантажувальних робіт з відповідальними вантажами, що вимагають дбайливого відношення.

Для перевантажувальних кранів характерне збільшення вантажопідйомності при переході від роботи грейфером до роботи гаковою підвіскою приблизно на 25% (що пояснюється значно більш легким режимом при роботі з підвіскою). При роботі грейфером вантажопідйомність звичайно зберігається постійною на всіх вильотах; при роботі крюковою підвіскою вантажопідйомність зростає по мірі зменшення вильоту й звичайно подвоюється при вильотах, рівних приблизно 0,6 найбільшого.

Якщо бажано одержати ще більшу вантажопідйомність, застосовують поліспаст змінної кратності або редуктор зі змінюваним передаточним числом. Вантажопідйомність перевантажувальних кранів при роботі грейфером звичайно не перевищує 16 т (більший грейфер не входить у залізничний вагон), але зрідка досягає 25 і навіть 40 т.

Найбільший виліт у перевантажувальних кранів звичайно дорівнює 32 м і рідко досягає 40 м. Висота підйому становить, як правило, 22 – 28 м.

У зв'язку зі збільшенням розмірів споруджуваних судів за останні роки спостерігається різке збільшення основних параметрів монтажних кранів. Поряд із кранами щодо невеликої вантажопідйомності (20 – 32 т) все частіше зустрічаються крани вантажопідйомністю 50, 80, 100 й 160 т. Фірма «Міцуї» (Японія) випустила кран вантажопідйомністю 300 т.

Відповідно ростуть й їхні вильоти, що дорівнюють 32 – 50 м і сягаючи до 80 – 95 м у найбільш великих кранів; висота підйому вантажу також досягає 30 – 50 м і доходить до 100 м (як правило, у кранів з більшими вильотами більше також висота підйому).

Швидкості механізмів перевантажувальних кранів звичайно мають наступні значення: підйом 1 - 1,25 м/с (60 - 75 м/хв); зміна вильоту 0,8 - 1 м/с (48 - 60 м/хв); пересування 0,5 - 0,63 м/с (30 - 38 м/хв); частота обертання поворотної частини  $0,022 - 0,028 \text{ с}^{-1}$  (1,35 - 1,7 хв<sup>-1</sup>); монтажних кранів - головний підйом 0,25 - 0,4 м/с (15 - 24 м/хв); допоміжний підйом 0,63 - 0,8 м/с (38 - 48 м/хв); зміна вильоту 0,5 - 0,63 м/с (30 - 38 м/хв); пересування 0,5 - 0,63 м/с; частота обертання поворотної частини  $0,008 - 0,016 \text{ с}^{-1}$  (0,5 - 1 хв<sup>-1</sup>).

Крани повинні також відповідати ДСТУ EN 15011:2014 Вантажопідйомні крани. Мости і порталні крани (EN 15011:2011+A1:2014, IDT) та Правилам Держпраці України [3].

Мета дипломного проекту – спроектувати основні механізми порталного крана вантажопідйомністю 20 т та удосконалити параметри шарнірно-зчленованої стрілової системи порталного крана.

Для

# **1 ЛОГІСТИЧНА ЛАНКА МОРСЬКОГО ПОРТУ, ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА**

## **1.1 Опис морського порту**

Одеський порт - один з найбільших портів Чорноморсько-Азовського басейну, розташований у північно-західній частині Чорного моря на перетині торгових шляхів Сходу і Заходу, що склалися історично. Загальна площа території порту: 141 гектар. Кількість причалів: 54. Довжина причальної лінії: більше 9000 м.

Порт здатен приймати та обслуговувати судна довжиною до 330 м, шириною - до 40 м, осадкою - до 13,0 м.

а)



б)



Рисунок 1.1 – Причали Одеського морського порту



На сьогоднішній день пропускна спроможність порту складає 50 млн. т. вантажів (25 млн. т. сухих та 25 млн. т. наливних) у експортному, імпортному та транзитному сполученні. Серед сухих вантажів приймаються до перевалки наступні види: кольорові і чорні метали, руда, чавун, цукор-сирець навалом, зернові насипом, швидкопсувні вантажі в тарі, різні вантажі в мішках, ящиках, пакетах, біг-бегах і укрупнені вантажні одиниці, автотранспорт.

На території порту функціонують 17 виробничо-перевантажувальних комплексів (терміналів): 7 універсальних, 4 зернових, 2 контейнерних, 2 олійних, 1 нафтогазовий, 1 рефрижераторний.

За оперативними даними, стивідорні компанії порту переробили понад 20 млн т вантажів за 10 місяців 2020 року.

Обсяги перевалки основних груп вантажів з січня по жовтень 2020 року складають: зернові навалом: 5,937 млн т.; металопродукція: 5,034 млн т.; контейнери в 20-футового еквіваленті 540 444 TEU; наливні: 1 465,9 тис. т.

**Навалочні вантажі.** Потік навалочних вантажів в Одеському порту складають: руда, залізорудний концентрат, окатиші, чавун в чушках. Також, в порту є можливість обробки імпоротної марганцевої руди. Застосування сучасних технологій забезпечує високу норму перевантаження.

Для перевантаження навалочних вантажів використовуються технологічні схеми із застосуванням порталних кранів з електромагнітами та грейферами (див. рис. 1.2, рис. 1.3).



Рисунок 1.2 – Перевантаження навалочних вантажів

**Насипні вантажі.** На території порту знаходяться елеватори і зернові склади, які дозволяють одночасно зберігати понад 500 тис. т. зерна.

Максимальна спроможність порту з переробки зернових вантажів складає 13 млн./т. на рік. Перевалка зернових культур здійснюється на 8 терміналах. На території підприємства функціонують 5 елеваторів і 3 склади напільного зберігання, загальним обсягом одночасного зберігання 815 тис. т.

**Металопродукція.** Перевалка металу є одним з пріоритетних напрямків роботи порту. Переробка металопродукції здійснюється на 18-ти універсальних причалах порту. В даний час потужності порту дозволяють забезпечити перевалку більше 9 млн. т. металу на рік.

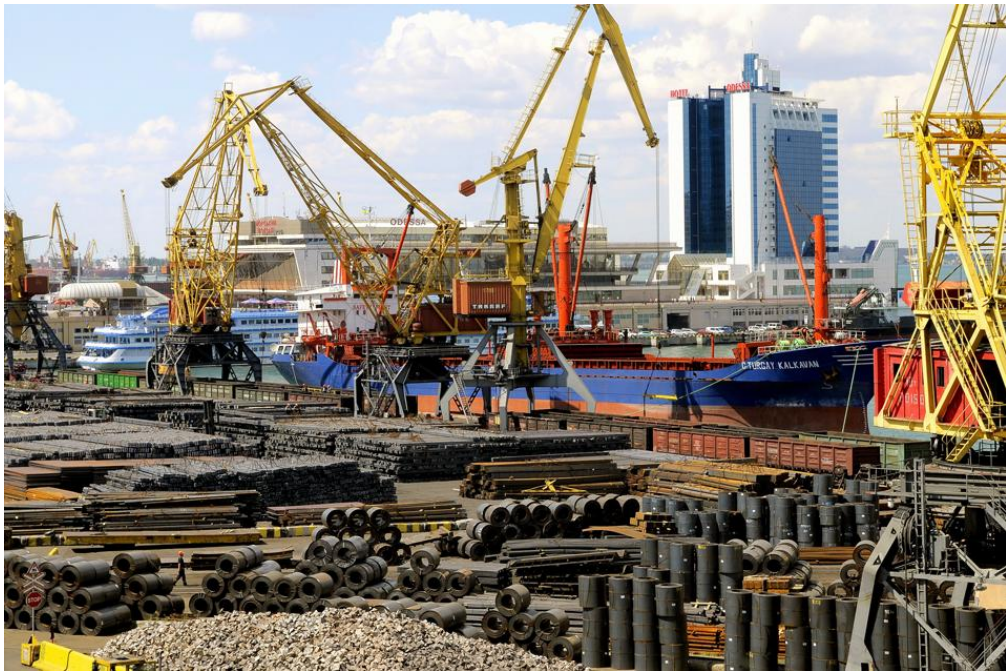


Рисунок 1.3 – Перевантаження металопродукції

Відкриті складські площі для зберігання металів складають 150 тис. кв. м. і забезпечують одночасне зберігання до 1 млн. т. металовантажів. На території критих складів площею 18 тис. кв. м. можна розмістити до 40 тис. т. металопродукції. Є у наявності і склад-навіс площею 620 кв. м.

Для збільшення інтенсивності вантажно-розвантажувальних робіт розроблені і використовуються передові технології, що дозволяють досягти високої інтенсивності обробки суден і збереження вантажів.

Таблиця 1.1 – Опис частини причалів

№ Причалу	Довжина, м	Глибина, м (проектна / навігаційна)	Призначення (спеціалізація за видами вантажів)
1	146	8.5/8.1	Навалочні
2	150	8.5/8.1	Генеральні, лісові, навалочні
3	150	8.5/8.1	Генеральні, лісові, навалочні
4	175	8.5/8.1	Генеральні, лісові, навалочні
5	170	8.5/8.1	Генеральні, навалочні
6	170	8.5/8.1	Генеральні, навалочні
7,8,9		Причали елеватора	Зерно
10	160	10.3/9.9	Навалочні, генеральні, контейнери
11	161	10.3/9.9	Навалочні
12	160	8.0/7.7	Навалочні
13	155	8.0/7.7	Навалочні
14	156	8.0/7.7	Навалочні
15	250	10.3/9.4	Генеральні, навалочні
16	100	8.0/7.9	Наливні
18	145	10.3/9.5	Контейнери, метали, навалочні добрива

Всі вантажно-розвантажувальні роботи в Одеському морському торговому порту здійснюються на спеціалізованих за видами вантажів терміналах і ділянках (див. рис. 1.4).



Рисунок 1.4 – Схема розташування частини причалів



### **1.2 Вантажний термінал №1**

Термінал №1 (причали 1, 2, 3, 15, 16) спеціалізується на перевалці генеральних вантажів критого і відкритого зберігання в мішках, ящиках, пакетах, м'яких контейнерах (біг-бегах), лісових, рефрижераторних вантажів. На його території розташовані:

- морозильний склад (холодильник);
- 3 критих склади, що використовуються для зберігання пиломатеріалів, фанери, ДСП та інших генеральних вантажів;
- 3 критих склади, які використовуються для вантажів у мішках;
- 40,162 тис. кв. м відкритих охороняємих складських майданчиків.
- ділянка для перевалки мазуту (причал 16) і склад, оснащений трьома ємностями по 3 тис. куб. метрів кожна;
- комплекс (цех і склад) з виробництва кормових добавок для тварин.

Термінал оснащений 13 порталними кранами вантажопідйомністю 5, 6, 10, 20 т.

### **1.3 Вантажний термінал №2**

Термінал №2 (причали 18, 19) спеціалізується на перевалці універсальних і спеціалізованих великотоннажних контейнерів, а також чорних і кольорових металів. На його території розташовані:

- критий склад використовуваний для комплектації контейнерів, металів критого зберігання;
- 111,5 тис. кв. метрів відкритих складських майданчиків з покриттям із 3 / 6 плит і асфальтобетону;
- парк спеціалізованої перевантажувальної техніки;
- порталні крани (14 од.), вантажопідйомністю від 10 до 50 т, в т.ч. високопродуктивним повноповоротним краном в/п 20 т, з шарнірнозчленованою стріловою системою, що забезпечує горизонтальне переміщення вантажу при зміні вильоту стріли, кран обладнаний телескопічним спредером;

- контейнерними навантажувачами (9 од.) Виробництва концернів KALMAR і FANTUZZI, SMV 4531TB5, вантажопідйомністю від 41 до 45 т;
- сучасними вантажозахоплювальними пристроями.

Маючи в своєму розпорядженні площу 250 тис. кв. метрів, термінал має можливість перевалювати до 250 тис. контейнерів (в ДФЕ) на рік.

Термінал надає повний комплекс послуг, пов'язаних з перевалкою, зберіганням і транспортуванням контейнерів від відправника до одержувача, в тому числі затарка-розтарка контейнерів і їх перевезення з терміналу і назад на будь-яку відстань власними автомобільними тягачами і причепами.

Термінал також забезпечує можливість клієнту скористатися послугами контейнерного поїзда для доставки контейнерів за маршрутом Одеса - Миколаїв.

#### **1.4 Вантажний термінал №3**

Вантажний Термінал №3 (причали 4, 5, 6, 10, 11, 12, 13, 14) спеціалізується на перевалці зернових вантажів, навалювальних феросплавів, коксу, чавуну, руди, металобрухту. На його території розташовані:

- 2 критих склади, що використовуються для зберігання феросплавів;
- до 60 тис. кв. м відкритих складських майданчиків для зберігання навалочних вантажів (чавуну, коксу, брухту та феросплавів);
- 3 корпуси портового елеватора, загальною ємністю одночасного зберігання зернових культур 46 тис. т;
- 18 порталних кранів вантажопідйомністю від 5 до 32 т.

Спеціалізований термінал з перевалки мінеральних добрив, який містить:

- склад, місткістю 16 тис. куб. метрів, здатний надійно зберігати два види добрив;
- під'їзні залізничні колії, що вміщають до 100 спеціалізованих вагонів;

- обладнанням для змішування добрив і розфасовки в м'які контейнери (біг-беги) вантажопідйомністю 0,5-1,0 т. з продуктивністю 60 т. / год;
- мобільними конвеєрними установками для завантаження суден зі швидкістю завантаження до 10 тис. т. на добу (комерційно гарантується 4 тис. т. на добу).

### 1.5 Призначення крана та вихідні дані

Кран порталний призначений для перевантаження сипучих і штучних вантажів у морських та річкових портах, а також може бути використаний для монтажу устаткування на будівельних і промислових об'єктах.

Вихідні дані крана:

Вантажопідйомність, т

– на вильотах 9 - 28 м при роботі з гаком	20
– на вильотах 9 - 36м при роботі із грейфером, магнітом або гаком	16
– Виліт стріли, м	
– найбільший	36
– найменший	9

Висота підйому, м

– при роботі з гаком в/п 20 т	25
– при роботі із грейфером	22,2
– при роботі з магнітом	23,8

Глибина опускання, м

– при роботі з гаком в/п 20 т	22,2
– при роботі із грейфером	25
– при роботі з магнітом	23,4

Колія крана, м 10,5

Швидкість підйому вантажу, м/с (м/хв) 1,083(65)

Швидкість зміни вильоту, м/с (м/хв) 1,0 (60)

швидкість пересування, м/с (м/хв)	0,39 (21)
Частота обертання, 1/с (об/хв)	0,025(1,5)
Тиск колеса на рейку (не більш), кН	260
Група режиму роботи механізмів за ГОСТ 25835-83	
- підйому, замикання	6М
- повороту	5М
- зміни вильоту	5М
- пересування крана	3М
Рід струму та напруга, В	змінний, 380

### 1.6 Конструкція порталного крана

Портальний кран (рис. 1.5) являє собою повноповоротний кран стрілового типу. Поворотна частина опирається на портал, що пересувається по рейках.

Портал виконаний у вигляді звареної П-образної просторової рами, на якій установлена циліндрична колона. Портал установлений на механізм пересування крана балансирного типу. Для забезпечення живлення струмом крана передбачений кабельний струмопідвід.

Поворотна частина крана складається з поворотної платформи, надбудови, механізму зрівноважування та стрілової системи, що з'єднана з порталом за допомогою опорно-поворотного кола.

У середині колони порталу встановлений кільцевий струмоприймач для передачі електроенергії від порталу до поворотної частини крана.

На поворотній платформі встановлена кабіна механізмів, у якій розташовані механізм підйому, два приводи механізму повороту, шафи електроустаткування.

Поворотна платформа представляє собою раму, що складається із системи перехресних балок. До вушок у передній частині поворотної платформи кріпиться стріла. Кабіна керування розташована на кронштейні збоку від

стріли. Тут же на осі кріплення стріли розташований датчик кута обмежника вантажного моменту.



Рисунок 1.5 – Кран порталний

На надбудові розташований механізм зміни вильоту стріли рейкового типу та змонтовані блоки вантажних канатів. На надбудові також розташований механізм зрівноважування власної ваги стрілової системи та закріплена відтяжка хобота.

Стрілова система з надбудовою представляє собою шарнірний чотирьохзвенник. Стрілова система містить у собі коробчасту стрілу, хобот і відтяжку.

Залежно від характеру виконуваних робіт кран може працювати із грейфером, із крюковою підвіскою або магнітною шайбою, навішеною на гак.

## **1.7 Опис конструкції механізмів і вузлів крана**

### **1.7.1 Механізм пересування крана**

Механізм пересування крана складається з 4-х балансирних груп, кожна з яких включає балансиру групу з порталом крана, балансир головний, проміжний і три балансири ходових. Із дванадцяти балансирів ходових механізму пересування крана - шість приводні.

На внутрішніх балансирах ходових установлені чотири протиугінних захвати, а також ручні насоси централізованої системи змащення. Централізована система змащення охоплює всі необхідні вузли. Виключенням є редуктор черв'ячний і відкрите зубчасте зачеплення, що з'єднує вихідний вал редуктора з ходовими колесами.

Кожен приводний балансир складається зі звареного корпусу, черв'ячного редуктора, фланцевого електродвигуна з убудованим гальмом і двох ходових коліс. Крутий момент від вихідного валу редуктора передається на ходові колеса відкритим зубчастим зачепленням. Колесо зубчасте встановлене безпосередньо на ходовому колесі за допомогою болтового з'єднання.

### **1.7.2 Стрілова система.**

Стрілова система включає стрілу, хобот і відтягнення. Стріла являє собою зварену конструкцію коробчастого перерізу. Усередині стріла насичена діафрагмами й ребрами жорсткості. Стріла опирається на вушка поворотної платформи через шарнірні підшипники ковзання. З допомогою вушок й осей стріла з'єднана з механізмом зрівноважування.

Хобот являє собою шпренгельну конструкцію, що складається з коробчастих тонкостінних балок із прямокутним перетином. Хобот опирається на вушка стріли. Із задньої сторони розташований вузол з'єднання хобота з від-

тягненням й обвідні блоки. На хоботі встановлені підтримувальні ролики для виключення тертя каната об металоконструкцію.

З передньої сторони розташований вузол установки блоків механізму підйому, кінцеві блоки й зрівняльні блоки. Блоки постачені кожухами для попередження випадання канатів. Змащення підшипників у блоках здійснюються через корпуси блоків.

Відтягнення стрілової системи являє собою металевий стрижень коробчастого перетину. Вона з'єднується з хоботом і надбудовою через шарнірні підшипники ковзання.

### **1.7.3 Опорно-поворотне коло**

Опорно-поворотне коло складається з кільця опорного, кільця опорного нижнього й зубчастого вінця, сепаратора й опорних роликів. Опорно-поворотне коло являє собою роликовий підшипник, здатний сприймати вертикальні та горизонтальні навантаження й перекидаючий момент.

Вертикальне навантаження й перекидаючий момент сприймають верхні й нижні ряди роликів діаметром 36 мм, що перебувають у сепараторі. Горизонтальне навантаження - внутрішній ряд роликів діаметром 22 мм. Для забезпечення нормальної роботи опорно-поворотного кола застосоване централизоване густе мастило.

### **1.7.4 Механізм обертання**

Обертання поворотної частини крана здійснюється за допомогою механізму обертання, що має два приводи, розташовані на поворотній платформі. Кожний із двох приводів механізму повороту складається з редуктора, електродвигуна, вихідного валу та відкритого зубчастого зачеплення.

Редуктор механізму повороту - планетарний з вертикальним розташуванням валів. На редукторі встановлений вертикально фланцевий електродвигун, що через муфту граничного моменту з'єднаний із вхідним валом редуктора. Одна з напівмуфт служить гальмовим шківом гальма. В обох приводах

застосоване гальмо двоколодове закритого типу з постійним електромагнітом.

На вихідний вал редуктора насаджена вал-шестірня відкритої зубчастої передачі. У результаті обкатування шестірні по зубчастому вінці опорно-поворотного кола, розташованому на оголовку порталу, здійснюється обертання поворотної частини крана.

Для запобігання приводів і всього механізму повороту від надмірних інерційних навантажень при різких пусках і гальмуваннях передбачена муфта граничного моменту.

### **1.7.5 Механізм зміни вильоту**

На крані встановлений механізм зміни вильоту стріли рейкового типу. Хитання стріли здійснюється за допомогою зубчастої рейки, що робить зворотно-поступальний рух.

Механізм складається з лебідки, рейки й демпфера, призначеного для гасіння коливань і зменшення динамічних навантажень у місці кріплення рейки до стріли.

Обмеження крайніх положень стріли здійснюється за допомогою командо апарату типу КА428А-15В2, валик якого обертається разом із приводною шестірнею.

Рейка механізму зміни вильоту виконана у вигляді цільної зварений коробчастої конструкції, що має фланець для кріплення демпфера. Рейка має також упори для кріплення гумових буферів, призначених для обмеження крайніх положень стріли у випадку відмови при спрацьовуванні командо апарату.

Демпфер являє собою корпус, у якому містяться два пакети гумових і металевих дисків, насаджених на шток. Дана конструкція демпфера забезпечує паралельну роботу обох пакетів на стиск при русі штока в обох напрямках щодо корпусу.



Лебідка механізму зміни вильоту складається з електродвигуна, триступінчастого циліндричного редуктора, двох гальм зібраних на звареній рамі. Лебідка кріпиться до площадки надбудови за допомогою зварювання. Вал електродвигуна з'єднується із входнім валом редуктора за допомогою проміжного валу. Один гальмовий шків розміщений на другому кінці валу електродвигуна, а другий шків розміщений на другому кінці входного валу редуктора.

#### **1.7.6 Механізм підйому**

Механізм підйому поєднує в собі дві лебідки: лебідку підйому й лебідку замикаання грейфера. Редуктори цих лебідок поміщені в єдиний корпус.

Механізм підйому крана розташований на поворотній платформі в кабіні механізмів і містить у собі редуктор, два барабани, два електродвигуни, два гальма. Барабан приводиться в обертання через редуктор електродвигуном, що з'єднаний з редуктором роликовою муфтою. Електродвигун з'єднується з редуктором муфтою.

Барабан звареної конструкції. Для укладання каната на ньому нарізані канавки по гвинтовій лінії. Вісь барабана опирається на сферичні роликотопори. Крутний момент від редуктора передається через ролики роликової муфти на стінку барабана. Вихідний вал редуктора за допомогою торцевої шайби кріпиться до роликової муфти на барабані. Канати до барабана кріпляться притискними планками.

У механізмі підйому встановлені реле обертів типу РМН-7011. Якщо під час роботи електродвигуна відмовить гальмо, то під дією ваги вантажу може початися розгін барабана, редуктора й електродвигуна. Реле обертів спрацьовує при числі обертів двигуна, удвічі перевищуючому номінальне, і знеструмить механізм підйому.

Механізм підйому постачений командо апаратами типу КА424А, які призначені для обмеження крайніх верхнього й нижнього положень гака. Та-

кож механізм підйому постачаний безконтактним сельсин-датчиком типу БД-501, призначеним для синхронізації лебідки замикання й підйому.

#### **1.7.7 Механізм зрівноважування**

Призначення механізму зрівноважування - зрівноважити на всіх вильотах власну вагу стрілової системи. Довжини ланок механізму підібрані таким чином, що на всіх вильотах невіднований момент не перевищує 5% від максимального моменту від ваги стрілової системи.

Коромисло опирається на надбудову та з'єднано тягою зі стрілою. При завантаженні противаги бетоном коромисло втримується в горизонтальному положенні тягою монтажною.

#### **1.7.8 Струмopідвід крана**

Підведення електроенергії до крана здійснюється за допомогою гнучкого кабелю, що намотується на кабельний барабан.

Кабельний струмopідвід містить у собі кабельний барабан, стійку противаги, направляючі ролики, сходи й площадки обслуговування, противагу, кінцевий вимикач.

Кабельний барабан складається із двох реборд, з'єднаних між собою пальцями у втулках, розташованих по спіралі на які намотується кабель. Кінець намотуваного на барабан кабелю заводиться усередину барабана через порожній вал, розділяючись на чотири жили, з яких три струмоведучі та одна заземлююча, підводиться до струмознімача.

У нижній частині стійки розташовані буфери, а у верхній частині встановлений кінцевий вимикач, що відключає механізм пересування крана при досягненні противагою крайнього верхнього положення. Кінцевий вимикач повинен бути відрегульований так, щоб після зупинки крана на кабельному барабані залишалося не менш одного витка кабелю. Коли при русі крана змо-

тується весь кабель, кінцевий вимикач, установлений на стойці, відключить механізм пересування крана.

#### **1.7.9 Канати та підвіски**

Канати та підвіски містять у собі канати типу ЛК-Р подвійний звивки з лінійним торканням дротів у прядках з органічним осердям, гакову підвіску вантажопідйомністю 20 т, підвіску електромагніту та грейфера.

Для роботи зі штучними вантажами використовується спеціальна крюкова блокова підвіска. Підвіска містить у собі два відрізки каната зі спеціальними замками, за допомогою яких вона легко може бути підвішена до канатів крана замість грейфера.

При роботі із сипучими матеріалами застосовується чотириканатний грейфер. Для запасування поліспаста грейфера застосовуються два канати, що закріплюють на коромислі за допомогою замків, і входять у комплект.

## 2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

### 2.1 Розрахунок і вибір каната

Кінематична схема механізму підйому представлена на рис. 2.1.

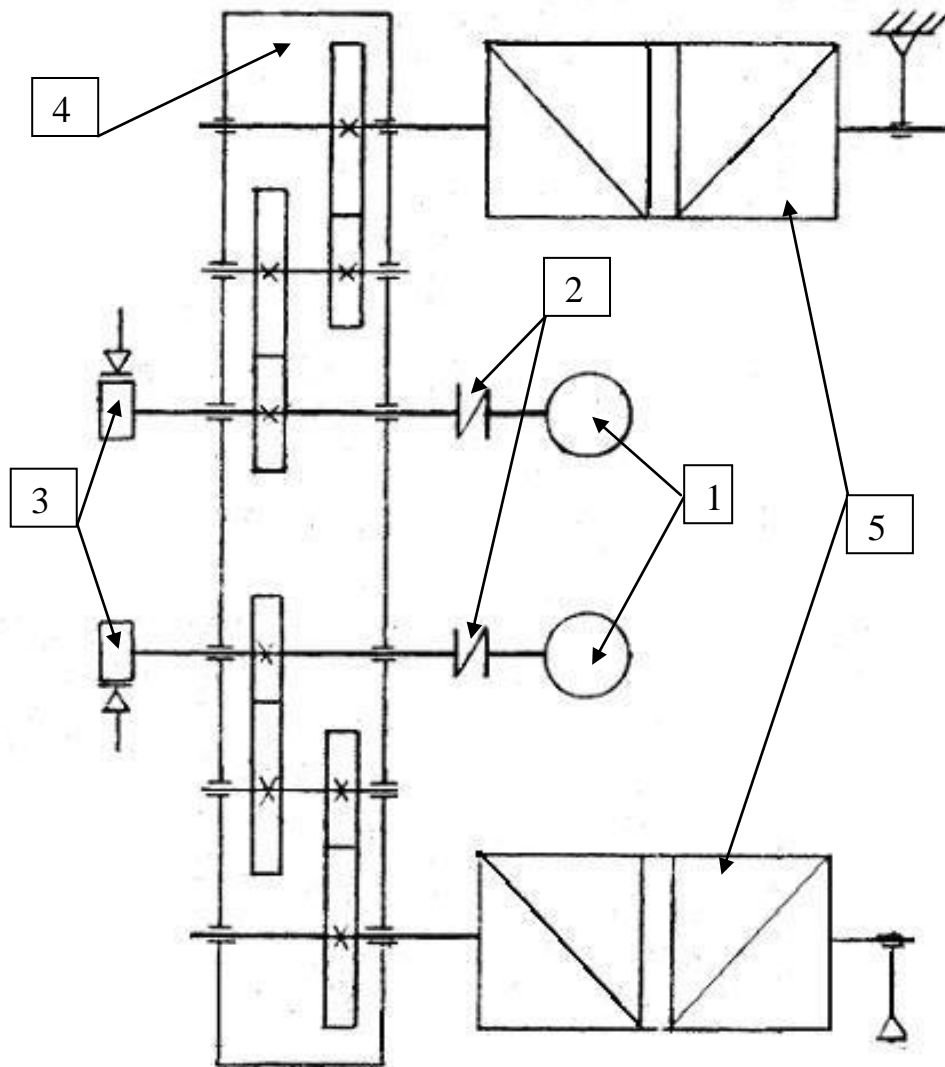


Рисунок 2.1 - Кінематична схема механізму підйому:

1. Електродвигуни; 2. Муфти; 3. Гальма; 4. Редуктор; 5. Барабани

Канат вибирається з умов рівномірного завантаження замикаючих і підтримуючих канатів вагою навантаженого грейфера (2 замикаючих та 2 підтримуючих канати). Обраний канат перевіряється на перевантаження. Запас міцності каната повинен бути не менше допустимого, котрий залежить від групи класифікації (режиму роботи) механізму підйому.

Відповідно до «Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів [3], розрахунок каната робимо по розривному зусиллю:

$$P_p = S_{\max} \cdot Z_p = 50,0 \cdot 5,6 = 280,0 \text{ кН}, \quad (2.1)$$

де  $P_p$  – розривне зусилля каната;

$S_{\max}$  – найбільше зусилля в канаті,

$Z_p$  – мінімальний коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), для М6  $Z_p = 5,6$  [1, 2, 3].

$$S_{\max} = \frac{G_{\text{гр}}}{m\eta_{\text{п}}} = \frac{200000}{4 \cdot 1} = 50000 \text{ Н}, \quad (2.2)$$

де  $G_{\text{гр}} = 200000 \text{ Н}$  - вага вантажу,

$m = 4$  - число гілок, на яких висить вантаж,

$\eta_{\text{п}} = 0,98$  - ККД поліспасти.

За ГОСТ 24084-82 приймаємо канат шестисталковий з органічним осердям, правої звивки сталок, хрестової звивки дротів у сталках, діаметром 28 мм із розривним зусиллям каната  $P = 396000 \text{ Н}$ . Позначення каната:

28 - Г - І - Л - Н - 1570(160) ГОСТ 2688-80

Фактичний мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната  $Z_{\text{рф}}$

$$Z_{\text{рф}} = \frac{396000}{50000} = 7,92. \quad (2.3)$$

Обраний канат перевіримо на перевантаження, а саме на випадок, коли вага навантаженого грейфера 160 кН розподіляється на 2 канати, що підтримують вантаж або замикають грейфер.

У цьому випадку

$$S_{\max} = \frac{G_{\text{гр}} \times 9,81}{m\eta_{\text{п}}} = \frac{16000 \cdot 9,8}{2} = 78400 \text{ Н},$$

тоді фактичний запас міцності буде:

$$Z_{\text{рф}} = \frac{S_{\text{разр}}}{S_{\max}} = \frac{396000}{78400} = 5,05.$$

Перевіримо умову  $Z_{\text{рф}} \geq [Z_{\text{р}}]$

$[Z_{\text{р}}] = 2,5$  - при роботі грейфером

$$5,05 > 2,5$$

Перевіряємо обраний канат при гаковому режимі при масі вантажу 20т, при режимі 5М  $[Z_{\text{р}}] = 7,1$

$G_{\text{под}} = 5300 \text{ Н}$  – вага підвіски вантажопідйомністю 20т.

$m = 4$  - кількість канатів, на яких підвішений вантаж,

$$S_{\max} = \frac{20000}{4} + \frac{530}{4} = 50298,5 \text{ Н};$$

$$Z_{\text{рф}} = \frac{396000}{50298,5} = 7,87;$$

$$7,87 > 7,1.$$

Умова виконується.

## 2.2 Визначення основних розмірів барабана

Припустимий мінімальний діаметр барабана по осі навитого каната визначимо по формулі [1, 2, 3]

$$D_6 \geq d_k \cdot h_1 = 28 \cdot 22,4 = 627,2 \text{ мм}, \quad (2.4)$$

де  $d_k = 28$  мм – діаметр каната;

$h_1 = 22,4$  – коефіцієнт вибору діаметра барабана, що залежить від групи класифікації механізму.

Приймаємо діаметр барабана по середній лінії каната  $D_6 = 1000$  мм.

Довжина каната, намотуваного на один барабан

$$L_K = H \cdot m, \quad (2.5)$$

де  $H = 25$  м - сумарна висота підйому (25 м - нагору; 20 м – униз);

$m = 2$  - кратність поліспаста,

$$L_K = (25 + 5) \cdot 2 = 60 \text{ м}$$

Ці 60 м повинні бути розміщені на барабані. Крок нарізки вибирається залежно від  $d_k$  при нормальній канавці

$$t_n = 1,1 d_k = 1,1 \cdot 28 = 30,28 \text{ мм.}$$

Приймаємо крок  $t_n = 32$  мм.

Число витків нарізки барабана для забезпечення сумарної висоти підйому  $H = 60$  м:

$$Z_0 = \frac{H}{\pi \cdot D_6} = \frac{60}{3,14 \cdot 1} = 19,1 \approx 19 \text{ витків.} \quad (2.6)$$

Повне число витків:

$$Z_n = Z_0 + Z_3 + Z_k = 19 + 2 + 2 = 23, \quad (2.7)$$

$Z_3 = 2$  - число запасних витків;

$Z_k = 2$  - число витків, зайнятих кріпленням.

Довжина нарізної частини для одного каната:

$$l_n = Z_n \cdot t_n = 23 \cdot 32 = 736 \text{ мм.} \quad (2.8)$$

Загальна довжина барабана:

$$L_6 = 2 \cdot 736 + 2 \cdot 113,5 + 236 = 1935 \text{ мм.} \quad (2.9)$$

Припустимий кут відхилення каната на зрівняльному блоці при роботі підвіскою вантажопідйомністю 20 т.

$$\operatorname{tg} \gamma_0 < \operatorname{tg} \alpha \sqrt{1 - \frac{\left(1 + \frac{d_k}{D}\right)^2}{\left(1 + \frac{2k}{D} + \frac{d_k \cdot \sin \alpha}{D}\right)^2}}; \quad (2.10)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{B_1}{2}}{K} = \frac{B_1}{2K} = \frac{55}{2 \cdot 44} = 0.625, \quad (2.11)$$

де  $\sin \alpha = 0,52992$

$$\gamma_0 = 0,625 \sqrt{1 - \frac{\left(1 + \frac{28}{380}\right)^2}{\left(1 + \frac{2 \cdot 44}{380} + \frac{28 \cdot 0,52992}{380}\right)^2}} = 0,17725; \quad (2.12)$$

$$\operatorname{tg} \gamma_0 = 0,17725; \quad \gamma_0 = 10^\circ 3'.$$



### 2.3 Розрахунок барабана на міцність

При роботі барабан випробовує в основному поперечний стиск, а також крутіння та вигин. Товщина циліндричної стінки барабана визначається з розрахунку на стиск [2]:

$$\sigma = \frac{\alpha \cdot n \cdot S_{\max}}{t_H \cdot \delta} \leq [\sigma_{\text{сж}}], \quad (2.13)$$

де  $S_{\max} = 50000$  Н – максимальний натяг каната, Н;

$t_H$  – крок навивки каната на барабан, мм;

$\alpha$  - коефіцієнт зниження навантаження під впливом деформацій каната та стінки барабана;

$n$  - число шарів навивки каната,  $n = 1$  – при одношаровій навивці каната;

$[\sigma_{\text{сж}}] = 165$  МПа – допустиме напруження, що діє при стиску для сталі 09М2С-12 і групи режиму М6 [1].

$$\delta = \frac{\alpha \cdot n \cdot S_{\max}}{t_H \cdot \sigma_{\text{сж}}} = \frac{1 \cdot 50000}{32 \cdot 165} = 15 \text{ мм}. \quad (2.14)$$

Уточнюємо товщину стінки барабана за формулою [1]:

$$\delta = \psi \cdot 1,07 \frac{S_{\max}}{t_H \cdot \sigma_{\text{сж}}}, \quad (2.15)$$

де:  $\psi$  - коефіцієнт, що враховує вплив деформацій стінки та каната

$$\psi = \left( 1 + \frac{E_K F_K}{E_3 \cdot \delta \cdot t_H} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (2.16)$$

або:

$$\psi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{E_K \cdot F_K}{E_3 \cdot \delta \cdot t_H}}},$$

де:  $E_K = 90000$  МПа – модуль пружності каната,

$F_K = 252,46 \text{ мм}^2$  - розрахункова площа перетину всіх дротів каната,

$E_3 = 210000$  МПа – модуль пружності матеріалу стінки барабана (Сталь 09М2С-12),

$\delta = 15 \text{ мм}$  - товщина стінки барабана,

$t_H = 32 \text{ мм}$  - крок навивки каната на барабан.

$$\psi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{90000 \cdot 252,46}{210000 \cdot 15 \cdot 32}}} = 0,903,$$

$$\delta = 0,903 \cdot 1,07 \frac{78400}{32 \cdot 165} = 14,64 \text{ мм}.$$

Приймаємо товщину стінки барабана по дну канавок  $\delta = 16 \text{ мм}$ .

Напруження, що діє при стиску  $\sigma_{сж}$  фактично складе:

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{max}}{t_H \cdot \delta} = \frac{50000}{16 \cdot 32} = 97,7 \text{ МПа}; \quad (2.17)$$

$$97,7 \text{ МПа} < 165 \text{ МПа}.$$

У зв'язку з тим, що:

$$1) D / \delta = (1000-28) / 16 = 60,75;$$

$$2) L_{бар} / D = 1935 / 972 = 1,99 < 3 [1]$$

при  $\sigma_{сж} = 97,7 < [\sigma_{сж}] = 165 \text{ МПа}$  – перевірочний розрахунок циліндричної стінки на стійкість робити не потрібно.

Перевірочний розрахунок напруження у циліндричній стінки в стиках виконується по формулі [1]:

$$\sigma_{тр} = 0,89 \left( \varepsilon \cdot \sigma_H + \rho \frac{H}{\delta^2} \right) \leq [\sigma], \quad (2.18)$$

де  $\varepsilon$  і  $\rho$  - коефіцієнти, що залежать від параметра, обумовленого заданими розмірами барабана

$$\theta = 0,39 \frac{1,3 + 0,7(r_2 / R_2)^2}{1 - (r_2 / R_2)^2} \cdot \sqrt{\frac{\delta}{R}} \cdot \left( \frac{S_m}{\delta} \right)^3, \quad (2.19)$$

де:  $S_m = 20 \text{ мм}$  – товщина торцевої стінки;

$r_2 = 160 \text{ мм}$ ;

$R_2 = 467,5 \text{ мм}$ ;

$a = 60,5 \text{ мм}$ .

$$\theta = 0,39 \frac{1,3 + 0,7(160/476,5)^2}{1 - (160/467,5)^2} \cdot \sqrt{\frac{18}{467,5}} \cdot \left( \frac{20}{18} \right)^3 = 0,162.$$

Для визначення коефіцієнта  $\varepsilon$  для різних коефіцієнтів  $\theta$  визначимо співвідношення:

$$\frac{a}{\sqrt{R \cdot \delta}} = \frac{60,5}{\sqrt{467,5 \cdot 18}} = 0,6595. \quad (2.20)$$

Для таких значень  $\theta = 0,164$ , і  $\frac{a}{\sqrt{R \cdot \delta}} = 0,6595$ .

$\varepsilon < 0,5$ , отже й розрахунок напруження по вищенаведеній формулі не робиться.

Перевірочний розрахунок напруження у торцевій стінці в маточини проводиться за формулою [2]:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{ст}} &= 0,89C_3 \cdot f \frac{T}{S_T t} + (C_4 - \rho C_3) \frac{H}{S_T^2} = \\ &= 0,89 \cdot 1,47 \cdot 0,316 \cdot \frac{16000}{20 \cdot 32} + (C_4 - \rho C_3) \cdot \frac{0}{S_T^2} = 103,6 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Коефіцієнти  $C$  вибираємо по табл. 5 [2] за відношенням  $r/p = 160/467,5 = 0,34$ ;

$T = 2S_{\text{max}} = 2 \cdot 50000 = 100000 \text{ Н}$  - найбільше статичне навантаження каната,

$$C_1 = 1,44; \quad C_2 = 0,91; \quad C_3 = 1,47; \quad C_4 = 2,62;$$

$H = 0$  - осьове навантаження, тому що 2 канати відхиляються в протилежні сторони на одному барабані.

$$f = \varepsilon \frac{\delta}{S_T} + v \sqrt{\frac{\delta}{R}} = 0,256 \frac{18}{20} + 0,44 \sqrt{\frac{18}{467,5}} = 0,3167; \quad (2.21)$$

$$\varepsilon = 1,82 \frac{\theta}{1 + \theta} = 1,82 \frac{0,164}{1 + 0,164} = 0,256; \quad (2.22)$$

$$v = 0,39 \frac{1 + 2 \cdot \theta}{1 + \theta} = 0,39 \frac{1 + 2 \cdot 0,164}{1 + 0,164} = 0,44; \quad (2.23)$$

$$\sigma_{сж} = 103,6 \text{ МПа} < [\sigma] = 165 \text{ МПа} .$$

Міцність торцевої стінки забезпечується.

## 2.4 Розрахунок кріплення каната на барабані

Канат кріпиться 6-ю притискними планками (по 3 на кожну сторону барабана), з одним болтом на кожній планці.

При розрахунку кріплення враховується зменшення зусилля, що діє на болти за рахунок тертя витків каната, зайнятих кріпленням об поверхню барабана та розрахунковий натяг каната в місці кріплення з урахуванням розвантажуючих витків (2) буде [1, 2]:

$$S_{кр} = \frac{S_{max}}{e \cdot f \cdot \alpha}, \quad (2.24)$$

де  $f = 0,1$  - мінімальний коефіцієнт тертя між канатом і поверхнями барабана та планки;

$3\pi$  – кут обхвату барабана розвантажуючими витками;

$e = 2,72$  - основа натурального логарифма.

$$S_{кр} = \frac{8000}{2,7 \cdot 0,1 \cdot 3 \cdot 3,14} = 31360 \text{ Н.}$$

Необхідне натискання болтів кріплення:

$$P = \frac{K \cdot 0,65 \cdot S_{кр}}{w} = \frac{1,25 \cdot 0,65 \cdot 31360}{0,35} = 72794 \text{ Н}, \quad (2.25)$$

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

$w = 0,35$  - коефіцієнт опору руху;

0,65 - коефіцієнт, який враховує дію, що завантажує, від тертя кріпильних витків каната об барабан.

Внутрішній діаметр болта:

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot Z \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 72794}{3,14 \cdot 3 \cdot 115}} = 1,65 \text{ см} = 16,5 \text{ мм}, \quad (3.26)$$

де  $Z = 3$  - число болтів кріплення;

$[\sigma] = 115 \text{ МПа}$  для сталі 20.

Приймаємо болти М20 зі сталі 20 у кількості 4-х штук для можливості стопоріння двох сусідніх болтів дротом.

## 2.5 Вибір електродвигуна

Потужність двигуна, що необхідна для підйому вантажу при сталій швидкості підйому:

$$N = \frac{G_{\text{гр}} \cdot V_{\text{гр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{200 \cdot 1,083}{1000 \cdot 0,85} = 203 \text{ кВт}, \quad (2.26)$$

де  $G_{\text{гр}} = 20 \text{ т} = 200 \text{ кН}$  - вантажопідйомність крана;

$V_{\text{гр}} = 1,083 \text{ м/с}$  - швидкість підйому вантажу;

$\eta_{\text{м}} = 0,85$  – ККД механізму підйому.

Таблиця 3.1 - Визначення ККД механізму підйому

Найменування вузла	Позначення ККД	Величина
Напрямні блоки 3шт	$\eta_{\text{бл}}$	$0,985 \cdot 0,985 \cdot 0,985 = 0,965$
Редуктор	$\eta_{\text{ред}}$	0,94

Барабан	$\eta_{\text{бар}}$	0,98
Канатна система	$\eta_{\text{кс}}$	0,97
МУВП	$\eta_{\text{муВП}}$	0,99

Загальний ККД механізму підйому:

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{бар}} \cdot \eta_{\text{бл}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{кс}} \cdot \eta_{\text{муВП}} = 0,956 \cdot 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,85.$$

Потужність кожного із двигунів (підтримуючої та замикаючої лебідок) приймаємо 0,6 від загальної потужності [2].

$$N_{\text{1эл}} = 0,6N = 0,6 \cdot 250 = 150 \text{ кВт.}$$

Обираємо двигун фірми KONE: BA 02 - 315 M8 при ТВ=40%.

Таблиця 3.2 – Параметри електродвигунів фірми KONE: BA 02 - 315 M8

ТВ, %	N, кВт	n, об/хв
100	110	740
60	130	738
40	150	753

$M_{\text{max}} = 4800 \text{ Нм}$  – максимальний момент;

$I = 86,24 \text{ кг м}^2$  – момент інерції ротора;

Маса – 1600 кг.

Визначимо номінальний момент на валу електродвигуна, при  $T_B=60\%$

$$M_{\text{эном}} = 9550 \frac{N_{\text{дв}}}{P_{\text{дв}}} = 9550 \frac{130}{738} = 1683 \text{ Нм.} \quad (2.26)$$

Максимальний момент на валу електродвигуна при  $T_B = 60\%$ :

$$M_{\text{max}} = M_{\text{эном}} \cdot 3,6 = 1683 \cdot 3,6 = 6059 \text{ Нм.} \quad (2.27)$$

Перевіримо даний електродвигун при роботі з гаком (2-мя лебідками)

$G = 200 \text{ кН}; \quad V = 1,083 \text{ м/с}; \quad T_B = 40\%$

$$N = \frac{G \cdot V_{\text{гр}}}{1000 \cdot \eta_{\text{м}}} = \frac{20000 \cdot 1,083}{1000 \cdot 0,85} = 250 \text{ кВт.}$$

Два електродвигуни забезпечують потужність  $150 \cdot 2 = 300 \text{ кВт.}$

## 2.6 Визначення передаточного числа привода та вибір редуктора

Частота обертання барабана при швидкості підйому вантажу  $V = 1,083 \text{ м/с}$  і діаметром барабана по осі каната  $D_{\text{бар}} = 1000 \text{ мм}$  складе

$$n_{\text{бар}} = \frac{V}{\pi D_{\text{бар}}} = \frac{1,083}{3,14 \cdot 1} = 0,345 \text{ об/с.} \quad (2.28)$$

Необхідне передатне відношення редуктора механізму підйому:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{бар}}} = \frac{735}{20,7} = 35,5. \quad (2.29)$$



Обираємо редуктор з передаточним відношенням  $i_{ред} = 34,32$ .

Перевірка електродвигуна по моментах на валу барабана на різних режимах:

#### 1. Грейферний режим

Номінальний момент на валу барабана, що розвиває 1-м електродвигуном при  $\eta = 60\%$ ,  $N = 130$  кВт,  $n = 738$  об/хв

$$M_{\text{э}} = 9550 \frac{N}{n} i_{ред} = 9550 \frac{130}{738} 34,32 = 57765 \text{ Нм.} \quad (2.30)$$

Крутний момент, створюваний вагою навантаженого грейфера на валу барабана при короткочасних перехідних процесах, коли вся вага діє на одну лебідку.

$$M_{гр} = G \frac{D_{бар}}{2} = 16000 \frac{1}{2} = 78400 \text{ Нм,} \quad (2.31)$$

де  $G = 160$  кН - вага навантаженого грейфера;

$D_{бар} = 1$  м – діаметр барабана.

При порівнянні  $M_{\text{э}}$  і  $M_{гр}$  видно, що 1-й електродвигун буде сприймати при перехідних процесах роботи грейфера перевантаження стосовно  $M_{\text{э}}$  з коефіцієнтом:

$$M_{гр} / M_{\text{э}} = 78400 / 57765 = 1,36; \quad (2.32)$$

$$M_{\text{max}} = 3,6 M_{\text{э ном.}}$$

Отже, перевантаження двигуна знаходяться в межах, що допускається.

## 2. Гаковий режим 20 т

Момент від вантажу 20 т розподіляється на 2-і лебідки нарівно та становить на одну лебідку:

$$M_G = \frac{20000}{2} \cdot \frac{D}{2} = 49000 \text{ Нм}, \quad (2.33)$$

$T_B = 40\%$ ;  $N = 150 \text{ кВт}$ ;  $n = 735 \text{ об/хв}$ ;  $i_{\text{ред}} = 34,32$ .

$$M_{\text{э}} = 9550 \frac{N}{n} i_{\text{ред}} = 9550 \frac{150}{735} 34,32 = 66924 \text{ Нм}.$$

У цьому режимі двигун працює із запасом.

### 2.7 Вибір гальма

Гальмовий момент розраховують із умови втримання навантаженого грейфера з одним гальмом грейферної лебідки з коефіцієнтом запасу гальмування 1,25 [1, 2, 3].

$$M_T = K_m \frac{G \cdot D_6}{2 \cdot m \cdot i_p} \eta = 1,25 \frac{16000 \cdot 1 \cdot 0,85}{2 \cdot 1 \cdot 34,32} = 2427 \text{ Нм}; \quad (2.34)$$

де  $G = 16000 \text{ Н}$  - максимальне навантаження, що доводиться на один барабан;

$D_{\text{бар}} = 1,0 \text{ м}$  – діаметр барабана;

$m = 1$  - передаточне число поліспасти;

$i_{\text{ред}} = 34,32$  – передаточне число редуктора;

$K_m = 1,25$  – коефіцієнт запасу гальмування;

$\eta = 0,85$  - ККД механізму.

Обираємо гальмо виробництва фінської фірми KONE: SB 500.

Діаметр гальмового шківа 500мм;  $M_{T, \max} = 4500 \text{ Нм}$ .

Фактичний запас гальмового моменту обраного гальма:

$$K_T = \frac{4500}{2427} = 1,85. \quad (2.35)$$

Гальмовий момент необхідно відрегулювати на величину, що дорівнює 2430 Нм.

### 3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ

Кінематична схема механізму повороту представлена на рис. 3.1.

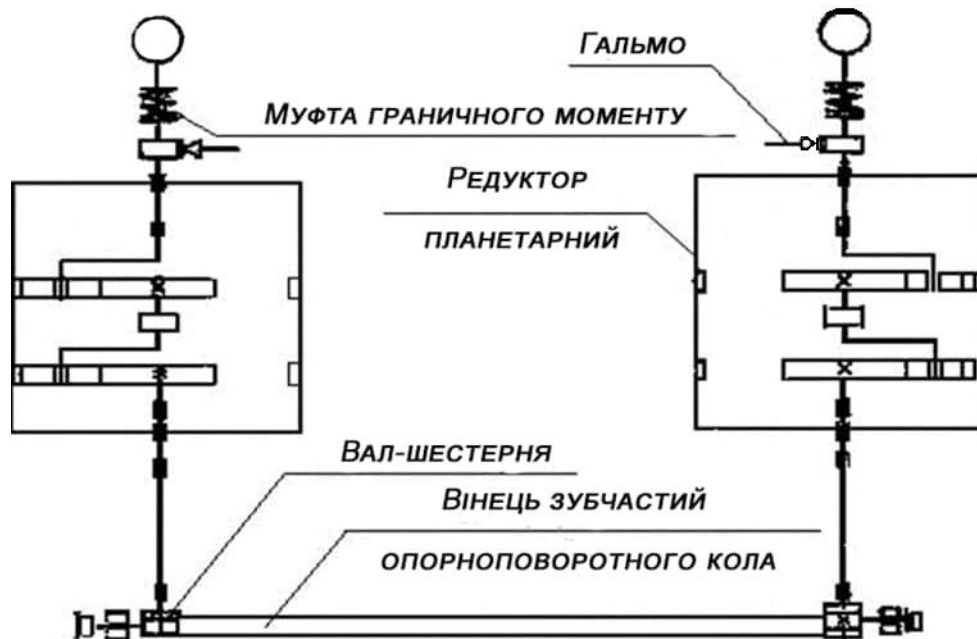


Рисунок 3.1 - Кінематична схема механізму повороту

#### 3.1 Сумарний статичний момент опору обертанню крана

Сумарний момент опору обертанню крана визначається по формулі [1]:

$$M_{\text{сум}} = M_{\text{тр}} + M_{\gamma} + M_{\text{и}} + M_{\text{в}}, \text{ Нм} \quad (3.1)$$

де:  $M_{\text{тр}}$  – момент опору обертанню крана, створюваний силами тертя;

$M_{\gamma}$  - момент опору обертанню крана, створюваний креном крана;

$M_{\text{и}}$  – момент опору обертанню крана, створюваний інерцією вантажу й поворотної частини крана;

$M_{\text{в}}$  – момент опору обертанню крана, створюваний тиском вітру на вантаж і поворотну частину крана.

### 3.2 Момент сил тертя в опорно-поворотному пристрої

$$M_{\text{тр}} = W_{\text{тр}} R \quad (3.2)$$

де:  $W_{\text{тр}}$  – сумарний опір руху всіх тіл кочення, прикладене по осі опорно-поворотного кола, Н,

$$W_{\text{тр}} = \mu \cdot G; \quad (3.3)$$

$R = 1,24$  м;

$G$  - вага поворотної частини крана, т;

$\mu = 0,01$  - коефіцієнт тертя катання [1].

При роботі крана без вантажу:

$$W_{\text{тр}} = 0,01 \cdot 215,015 = 21071 \text{ Н};$$

$$M_{\text{тр}} = 21071 \cdot 1,24 = 26128 \text{ Нм.}$$

При роботі крана з вантажем:

$$W_{\text{тр}} = 0,01 \cdot 231,015 = 22639 \text{ Н};$$

$$M_{\text{тр}} = 22639 \cdot 1,24 = 28072 \text{ Нм.}$$

### 3.3 Момент опору повороту крана, створюваний креном крана

$$M_{\gamma} = G \cdot x_0 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \gamma, \quad (3.4)$$

де  $G$  - вага поворотної платформи (з вантажем або без вантажу);

$x_0$  - координати центра ваги;

$\gamma = 0^{\circ}10'$  - кут нахилу поворотної частини [1],  $\sin \gamma = 0,003$ ,  $\sin \varphi = 1$ .

Координата центра ваги поворотної платформи (частини) крана:

$$x_0 = \frac{G_1 \cdot r_1 + G_2 \cdot r_2 + \dots + G_i \cdot r_i}{G_{\Sigma}}, \quad (3.5)$$

де  $G_1, G_2, \dots, G_i$  – ваги вузлів поворотної частини крана;

$r_1, r_2, \dots, r_i$  – відстань від центра ваги вузлів до осі обертання крана.

Без вантажу:

Виліт  $R = 36$  м.  $x_1 = 0,395$  м;  $M_{\gamma 1} = 21071 \cdot 0,395 \cdot 0,003 = 2499$  Нм;

$R = 28$  м.  $x_2 = -0,1997$  м;  $M_{\gamma 2} = 21071 \cdot (-0,1997) \cdot 0,003 = -1254$  Нм;

$R = 18$  м.  $x_3 = -0,923$  м;  $M_{\gamma 3} = 21071 \cdot (-0,933) \cdot 0,003 = -5831$  Нм;

$R = 9$  м.  $x_4 = -1,57$  м;  $M_{\gamma 4} = 21071 \cdot (-1,57) \cdot 0,003 = -9917$  Нм;

З вантажем:

$R = 36$  м.  $x_1 = 2,86$  м;  $M_{\gamma 1} = 22639 \cdot 2,86 \cdot 0,003 = 19423$  Нм;

$R = 28$  м.  $x_2 = 1,75$  м;  $M_{\gamma 2} = 22639 \cdot 1,75 \cdot 0,003 = 11877$  Нм;

$R = 18$  м.  $x_3 = 0,387$  м;  $M_{\gamma 3} = 22639 \cdot 0,387 \cdot 0,003 = 2626$  Нм;

$R = 9$  м.  $x_4 = -0,839$  м;  $M_{\gamma 4} = 22639 \cdot (-0,839) \cdot 0,003 = -5693$  Нм.

### 3.4 Момент опору обертанню крана, створюваний інерцією вантажу та поворотної частини крана

$$M_{\Pi} = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t \cdot g} (QR^2 + G_1 R_1^2 + \dots + G_n R_n^2) \text{ Нм}, \quad (3.6)$$

де:  $n = 1,5$  об/хв - швидкість обертання поворотної частини крана;

$t$  - час розгону або гальмування механізму обертання крана;

$g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> - прискорення вільного падіння.

Махові моменти на різних вильотах [2]:

$$GD_0^2 = 4 (QR^2 + G_1 R_1^2 + \dots + G_n R_n^2) \text{ Нм}^2, \quad (3.7)$$

$Q = 16\text{Т}; R = 36\text{М}$	$GD_1^2 = 1384040 \text{ кНМ}^2$	$I_1 = 141228571.42 \text{ кгМ}^2;$
$Q = 0\text{Т}; R = 36\text{М}$	$GD_2^2 = 571183 \text{ кНМ}^2$	$I_2 = 58283979.59 \text{ кгМ}^2;$
$Q = 16\text{Т}; R = 28\text{М}$	$GD_3^2 = 898819 \text{ кНМ}^2$	$I_3 = 91716224.48 \text{ кгМ}^2;$
$Q = 0\text{Т}; R = 28\text{М}$	$GD_4^2 = 40647 \text{ кНМ}^2$	$I_4 = 4147653.06 \text{ кгМ}^2;$
$Q = 16\text{Т}; R = 18\text{М}$	$GD_5^2 = 44786 \text{ кНМ}^2$	$I_5 = 4570000 \text{ кгМ}^2;$
$Q = 0\text{Т}; R = 18\text{М}$	$GD_6^2 = 397066 \text{ кНМ}^2$	$I_6 = 40516938.77 \text{ кгМ}^2;$
$Q = 16\text{Т}; R = 9\text{М}$	$GD_7^2 = 218275 \text{ кНМ}^2$	$I_7 = 22272959.18 \text{ кгМ}^2;$
$Q = 0\text{Т}; R = 9\text{М}$	$GD_8^2 = 167472 \text{ кНМ}^2$	$I_8 = 17087959.18 \text{ кгМ}^2.$

Моменти опору від сил інерції:

$Q = 16\text{Т}; R = 36\text{М}$	$M_{и1} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10 \cdot 9,81} \cdot \frac{1384040}{4} = 553,749 \text{ кНМ};$
$Q = 16\text{Т}; R = 28\text{М}$	$M_{и2} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10 \cdot 9,81} \cdot \frac{89819}{4} = 359,277 \text{ кНМ};$
$Q = 16\text{Т}; R = 1\text{М}$	$M_{и3} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10 \cdot 9,81} \cdot \frac{44786}{4} = 179,144 \text{ кНМ};$
$Q = 16\text{Т}; R = 9\text{М}$	$M_{и4} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10 \cdot 9,81} \cdot \frac{218275}{4} = 87,308 \text{ кНМ};$
$Q = 16\text{Т}; R = 36\text{М}$	$M_{и5} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10 \cdot 9,81} \cdot \frac{571183}{4} = 228,526 \text{ кНМ};$
$Q = 0\text{Т}; R = 28\text{М}$	$M_{и6} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10 \cdot 9,81} \cdot \frac{40647}{4} = 162,582 \text{ кНМ};$
$Q = 0\text{Т}; R = 18\text{М}$	$M_{и7} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10 \cdot 9,81} \cdot \frac{39706}{4} = 168,818 \text{ кНМ};$
$Q = 0\text{Т}; R = 9\text{М}$	$M_{и8} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10 \cdot 9,81} \cdot \frac{167472}{4} = 66,983 \text{ кНМ}.$

### 3.5 Сумарний момент опору обертанню крана

$$\begin{aligned}
 Q = 16\text{т}; R = 36\text{м} \quad M_{\Sigma 1} &= 28072 + 19423 + 553749 + 297459 = 898703 \text{ Нм}; \\
 Q = 0\text{т}; R = 36\text{м} \quad M_{\Sigma 2} &= 26182 + 2499 + 228526 + 279113 = 536265 \text{ Нм}; \\
 Q = 16\text{т}; R = 28\text{м} \quad M_{\Sigma 3} &= 28072 + 11877 + 359277 + 232250 = 631472 \text{ Нм}; \\
 Q = 0\text{т}; R = 28\text{м} \quad M_{\Sigma 4} &= 26182 - 1254 + 162582 + 217981 = 405435 \text{ Нм}; \\
 Q = 16\text{т}; R = 18\text{м} \quad M_{\Sigma 5} &= 28072 + 2626 + 132035 + 179144 = 341873 \text{ Нм}; \\
 Q = 0\text{т}; R = 18\text{м} \quad M_{\Sigma 6} &= 26182 - 5831 + 158818 + 122862 = 301977 \text{ Нм}; \\
 Q = 16\text{т}; R = 9\text{м} \quad M_{\Sigma 7} &= 28072 - 5693 + 807308 + 66963 = 176654 \text{ Нм}; \\
 Q = 0\text{т}; R = 9\text{м} \quad M_{\Sigma 8} &= 26182 - 9917 + 66983 + 62377 = 145569 \text{ Нм}.
 \end{aligned}$$

### 3.6 Вибір електродвигуна

Вибір двигуна механізму повороту виробляється по середньоквадратичному моменті сил опору обертанню поворотної частини крана без обліку інерційних навантажень. Приблизно цей момент може бути визначений по формулі:

$$M_{\text{ск}} = M_{\text{тр}} + 0,7(M_{\text{в}} + M_{\gamma}) \text{ Нм}; \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned}
 M_{\text{ск}1} &= 28072 + 0,7(297459 + 19423) = 230290 \text{ Нм}; \\
 M_{\text{ск}2} &= 28072 + 0,7(228526 + 11877) = 196959 \text{ Нм}; \\
 M_{\text{ск}3} &= 28072 + 0,7(132035 + 2626) = 122334 \text{ Нм}; \\
 M_{\text{ск}4} &= 28072 + 0,7(66963 - 5693) = 70952 \text{ Нм}; \\
 M_{\text{ск}5} &= 26182 + 0,7(279113 + 2499) = 223310 \text{ Нм}; \\
 M_{\text{ск}6} &= 26182 + 0,7(217981 - 1254) = 177890 \text{ Нм}; \\
 M_{\text{ск}7} &= 26182 + 0,7(122862 - 583) = 108103 \text{ Нм}; \\
 M_{\text{ск}8} &= 26182 + 0,7(62377 + 9917) = 62904 \text{ Нм}.
 \end{aligned}$$



По максимальному середньоквадратичному моменті визначаємо середньоквадратичну потужність:

$$N_{\text{ск}} = \frac{M_{\text{ск}} \cdot n}{9550 \cdot \eta} = \frac{230290 \cdot 1,5}{9550 \cdot 0,875} = 41,32 \text{ кВт}, \quad (3.9)$$

де  $\eta$  - ККД механізму повороту;

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_{\text{вв}} \cdot \eta_{\text{оп}} = 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,875 \quad (3.10)$$

$\eta_p = 0,93$  – ККД редуктора;

$\eta_{\text{вв}} = 0,98$  – ККД вихідного валу;

$\eta_{\text{оп}} = 0,96$  – ККД відкритої передачі.

На крані необхідно встановити два незалежних механізми повороту. Вибираємо електродвигун 4МТКМ225М6, що має наступні технічні характеристики:  $N = 37$  кВт (при ТВ 40%);  $M_{\text{max}} = 1274$  Нм;  $I = 0,57$  кг·м<sup>2</sup>;  $n = 930$  об/хв.

Перевірка можливості подолання при усталеному русі найбільшого опору обертанню при пориві вітру та відхиленні вантажу від вертикалі виробляється по формулі [1, 2]:

$$M_3 > \frac{M_{\text{ТР}} + M_{\text{в2}} + M_{\gamma} + M_{\alpha 1}}{i \cdot \eta}; \quad (3.11)$$

$$M_3 = \frac{28072 + 396611 + 19423 + 295787}{630,46 \cdot 0,875} = 1341 \text{ Нм},$$

де:  $M_3 = 2,25$  Нм – момент двигуна, що обмежується електричним захистом;

$M_H$  – номінальний момент;

$M_{B2}$  – найбільший момент від тиску вітру 2-го случаючи навантаження (кран з вантажем), що направляє перпендикулярно площини стріли на поворотну частину й на вантаж;

$i$  - передатне відношення привода.

$$M_{B2} = \frac{g_{\max}}{g} M_B = \frac{20}{15} 297459 = 396611 \text{ Нм}, \quad (3.12)$$

$$M_\gamma = 19423 \text{ Нм};$$

$$M_{\alpha 1} = TR = 8216 \cdot 36 = 295787 \text{ Нм};$$

$$R = 36 \text{ м};$$

$$T = Q \cdot \operatorname{tg} \alpha = 16000 \cdot 0,0524 = 8216 \text{ Н};$$

$$\alpha_1 = 3^\circ;$$

$$2M_{\max} = 2 \cdot 1274 = 2548 \text{ Нм} > 1341 \text{ Нм}.$$

### 3.7 Визначення махового моменту, наведеного до валу двигуна

$$GD_{\text{ом}}^2 = GD_{\text{д}}^2 + \frac{GD_0^2}{i^2 \eta}, \quad (3.13)$$

де:  $GD_{\text{ом}}^2$  - загальний маховий момент, наведений до валу двигуна;

$GD_{\text{д}}^2$  - маховий момент деталей на швидкохідному валу (валу двигуна)

$$GD_{\text{д}}^2 = GD_{\text{дв}}^2 + GD_{\text{м}}^2 = 33,32 + 3292 = 66,24 \text{ Нм}^2;$$

$$I_{\text{д}} = 6.75 \text{ кгм}^2$$

тут:  $GD_{\text{дв}}^2 = 4 \cdot 8,33 = 33,32 \text{ Нм}^2$  - маховий момент ротора двигуна;

$$I_{\text{дв}} = 3.4 \text{ кгм}^2$$

$GD_{\text{м}}^2$  - маховий момент муфти;

$$GD_{\text{м}}^2 = 0,45Q \cdot d^2 = 0,45 \cdot 813 \cdot 0,3^2 = 32,92 \text{ Нм}^2,$$

$$I_{\text{м}} = 3.35 \text{ кгм}^2,$$

$Q = 813\text{Н}$  - вага муфти;

$d = 300\text{мм}$  - діаметр муфти.

$$Q = 16\text{т}; \quad R = 36\text{м}; \quad GD_{\text{ом1}}^2 = 66,24 + \frac{1384040}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 2098\text{Нм}^2$$

$$I = 53.52 \text{ кгм}^2;$$

$$Q = 16\text{т}; \quad R = 28\text{м}; \quad GD_{\text{ом1}}^2 = 66,24 + \frac{89819}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 1385\text{Нм}^2$$

$$I = 35.33 \text{ кгм}^2;$$

$$Q = 16\text{т}; \quad R = 18\text{м}; \quad GD_{\text{ом1}}^2 = 66,24 + \frac{44786}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 724,6\text{Нм}^2$$

$$I = 18.48 \text{ кгм}^2;$$

$$Q = 16\text{т}; \quad R = 36\text{м}; \quad GD_{\text{ом1}}^2 = 66,24 + \frac{222737}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 387,8\text{Нм}^2$$

$$I = 9.89 \text{ кгм}^2.$$

Динамічний момент двигуна:

$$M_{\text{д}} = \frac{GD_{\text{ом}}^2 \cdot n_{\text{дв}}}{375 \cdot t} = \frac{2048 \cdot 930}{375 \cdot 10} = 533,51 \text{ Нм}. \quad (3.14)$$

Статичний момент, наведений до валу двигуна:

$$M_{\text{ст}}^{\text{дв}} = \frac{M_{\text{ск}}}{\eta \cdot i} = \frac{230299}{0,875 \cdot 630,46} = 417,48 \text{ Нм}. \quad (3.15)$$

Сумарний момент двигуна:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{д}} + M_{\text{ст}}^{\text{дв}} = 533,51 + 417,48 = 951,09 \text{ Нм}. \quad (3.16)$$

### 3.8 Визначення гальмового моменту та вибір гальма

Гальмовий момент визначаємо при вітру неробочого стану [2]

$$M_T = 1,2 \left( M_{\text{и}} + M_{\gamma} + M_{\text{в}}^1 - M_{\text{тр}} \right) \frac{\eta}{i} \quad (3.17)$$

Момент приймаємо для вильоту  $R = 18\text{м}$ , кран без вантажу  $Q = 0\text{ т}$ .

$$M_{\text{и}} = 158818 \text{ Нм},$$

$$M_{\gamma} = -5831 \text{ Нм},$$

$$M_{\text{тр}} = 26128 \text{ Нм},$$

$$M_{\text{в}}^1 = 122862 \text{ Нм},$$

Гальмовий момент двох гальм

$$M_T = 1,2(158818 - 5834 - 26128 + 614310) \frac{0,875}{630,46} = 947 \text{ Нм}.$$

Гальмовий момент кожного з гальм  $M_T = 947 / 2 = 473 \text{ Нм}$ .

По гальмовому моменті обираємо гальмо типу ТКТ – 300, з максимальним моментом  $M_T = 500 \text{ Нм}$ .

## 4 УДОСКОНАЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ ПОРТАЛЬНОГО КРАНА

### Вступ

Завдання визначення розмірів шарнірно-зчленованої стрілової системи є важливим етапом проектування портального крана.

Для вирішення цього завдання запропоновано різні підходи [15, 23, 17, 18, 28-32], однак жоден з них не дає рекомендацій щодо вибору геометричних, вагових і варійованих параметрів врівноваженої шарнірно-зчленованої стрілової системи на початкових стадіях розрахунку.

На структурній схемі шарнірно-зчленованої стрілової системи портального крана (рис. 4.1) вказані ланки, геометричні та вагові, у яких варіюються параметри необхідні для початку автоматизованого синтезу стрілової системи і врівноважуючого пристрою. До них відносяться:  $L_x$ -довжина хобота;  $L_{kx}$ -довжина контрхобота;  $L_c$ -довжина стріли;  $L_o$ -довжина відтяжки;  $t_x$ -висота хобота;  $l_c$ -відстань від осі стріли до осі шарніра кріплення тяги;  $X_{o2}$ -горизонтальна координата кріплення відтяжки від осі шарніра стріли  $O_1$ ;  $Y_{o2}$  – вертикальна координата кріплення відтяжки від осі шарніра стріли  $O_1$ ;  $L_{min}$ -мінімальний виліт стріли;  $L_{max}$ -максимальний виліт стріли;  $R_3$  - граничне значення величини заднього габариту;  $\alpha$  - кут нахилу стріли;  $\rho$  - кут відхилення вантажного каната;  $G_c$ -вага стріли;  $G_x$ -вага хобота;  $0.5G_o$ -половина ваги відтяжки;  $G_{\Pi}$ -вага противаги;  $Q_r$ -вага вантажу;  $l_k$  – довжина переднього плеча коромисла;  $l_T$ -довжина тяги противаги;  $l$  – відстань по вертикалі від осі гойдання стріли до осі гойдання коромисла;  $h$  - висота коромисла.

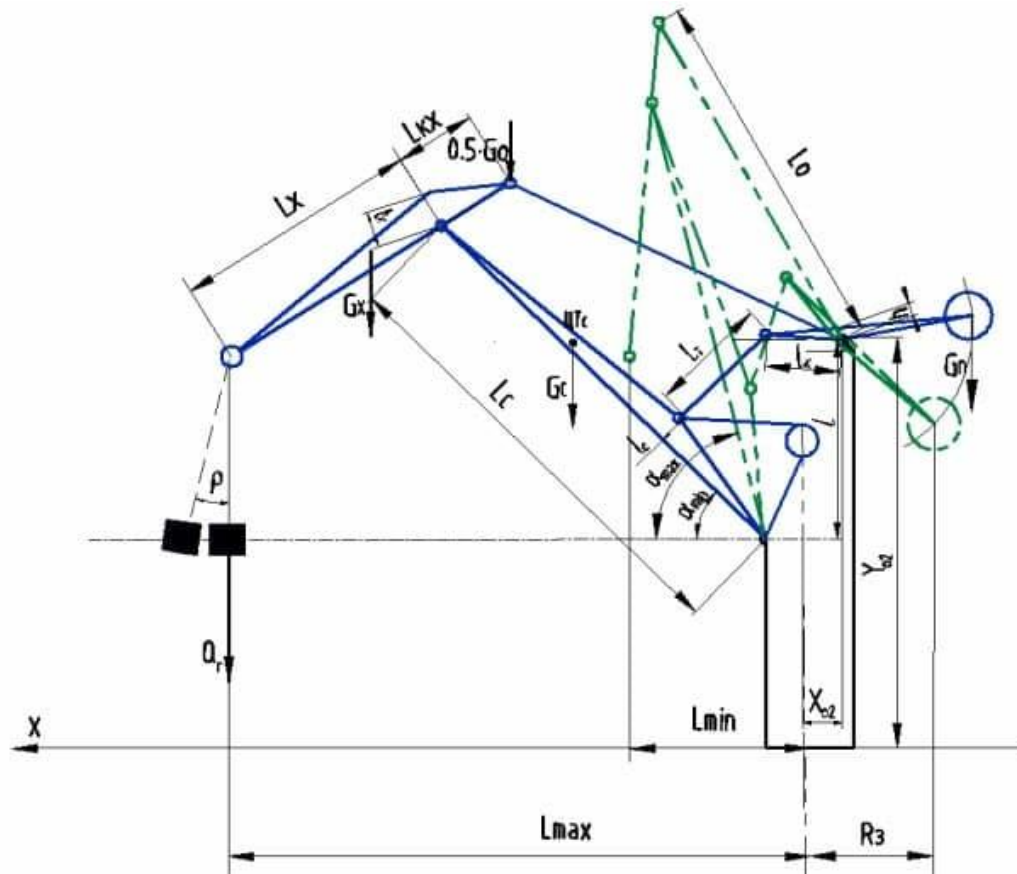


Рисунок 4.1 - Шарнірно-зчленована стрілова система  
портального крана КПП 16(20)-36-10,5

Метою даного розділу є визначення раціональних конструктивних параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи портального крана і формування масиву геометричних, вагових і варійованих даних для автоматизованого синтезу.

Для досягнення мети в розділі виконано:

а) застосування запропонованої в роботі [33] динамічної і математичної моделі крана, що дозволяють описати рух шарнірно-зчленованої стрілової системи при зміні вильоту;

б) адаптація методики розрахунку і визначення раціональних конструктивних параметрів Шарнірно-зчленованої стрілової системи в залежності від технічних параметрів портального крана (максимальний і мінімальний робочі вильоти стріли, висота підйому вантажу, значення заднього габариту, вантажопідйомність крана) [25, 26].

#### 4.1 Методика визначення раціональних параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи

Для проведення теоретичних досліджень, спрямованих на удосконалення процесу проектування і синтезу шарнірно-зчленованої стрілової системи, використана динамічна модель (рис. 4.2) [25, 26, 33].

**4.1.1 Динамічна модель** шарнірно-зчленованої стрілової системи портального крана характеризується геометричними та інерційними параметрами. За основу взята стрілова система, вантажний канат в якій проходить паралельно жорсткій відтяжці.

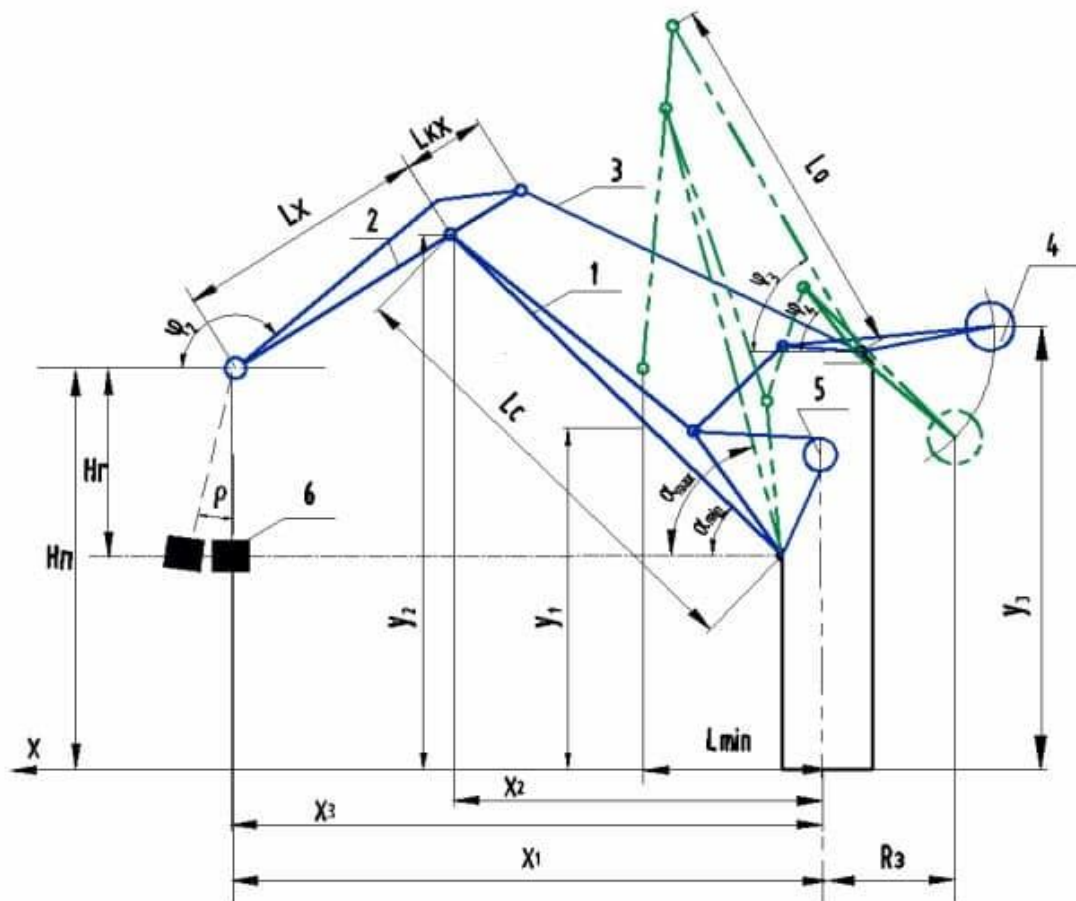


Рисунок-4.2. Динамічна модель шарнірно-зчленованої стрілової системи портального крана:

1 – стріла; 2 – хобот; 3 – відтяжка; 4-коромисло з противагою; 5-привід механізму зміни вильоту; 6-вантаж

До першої групи відносять:  $L_x$ -довжина хобота;  $L_{кх}$ -довжина контрхобота;  $L_c$ -довжина стріли;  $L_o$ -довжина відтяжки;  $H_{п}$ -висота підйому вантажу;  $H_{г}$  – висота підвісу вантажу;  $R_3$ -величина заднього габариту;  $\alpha$ -кутова координата стріли;  $\rho$  – кут відхилення вантажного каната від вертикалі;  $y_1, y_2, y_3$ -вертикальні координати центрів ваги стріли, хобота, противаги;  $x_1, x_2$ -горизонтальні координати центрів ваги вантажу і хобота;  $x_3$  – горизонтальна координата осі блоку хобота;  $\varphi_1; \varphi_2; \varphi_3; \varphi_4$ – кутові координати ротора електродвигуна механізму зміни вильоту стріли, хобота, відтяжки і противаги;  $L_{min}$ -мінімальний виліт стріли;  $L_{max}$ -максимальний виліт стріли. До інерційних параметрів відносять:  $m_1; m_2; m_3; m_4; m$ – маси стріли, хобота в зборі з контрхоботом, відтяжки, противаги і вантажу;  $J, J_1, J_2, J_3, J_4$ -моменти інерції відносно власних осей обертання ротора електродвигуна механізму зміни вильоту, стріли, хобота, відтяжки, противаги.

**4.1.2 Математична модель шарнірно-зчленованої стрілової системи порталного крана.**

Вхідні дані математичної моделі, виходячи з рекомендацій [19, 20], можуть складатися з її кінематичної схеми, геометрії мас і характеристик циклу руху. Вхідними даними є параметри шарнірно-зчленованої стрілової системи і позиційні критерії; максимальні значення швидкостей і прискорень ланок, головних векторів і головних моментів сил інерції.

Зміна положення стріли призводить до зміни положень інших ланок, які визначаються координатами хобота –  $\varphi_2; y_2$ ; відтяжки- $\varphi_3$ ; противаги –  $\varphi_4$ ; вантажу –  $x$ . За рахунок сил інерції і власної ваги вантаж не тільки змінює своє положення, яке визначається горизонтальною координатою і висотою підвісу вантажу, але і здійснює коливання у вертикальній площині, що визначається координатою  $\rho$ .

Для складання узагальнених диференціальних рівнянь руху динамічної моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи використовуємо рівняння Лагранжа другого роду.



$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \alpha} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_\alpha \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \rho} - \frac{\partial T}{\partial \rho} = Q_\rho; \end{cases} \quad (4.1)$$

де  $t$  – час;  $\alpha, \rho$  – узагальнені координати системи;  $Q_\alpha, Q_\rho$  – узагальнені сили, відповідні координатам  $\alpha, \rho$ ;  $T$  – кінетична енергія системи.

Кінетична енергія шарнірно-зчленованої стрілової системи складається з кінетичної енергії приводу механізму зміни вильоту  $T_{ед}$ , стріли  $T_3$ , хобота  $T_x$ , Відтяжки то, протитяги  $T_\Pi$ , вантажу  $T_\Gamma$ .

Кутові і лінійні швидкості ланок шарнірно-зчленованої стрілової системи пов'язані з узагальненими координатами і швидкостями залежність:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \alpha \frac{\partial \varphi_1}{\partial \alpha}; \varphi_2 = \alpha \frac{\partial \varphi_2}{\partial \alpha}; \varphi_3 = \alpha \frac{\partial \varphi_3}{\partial \alpha}; \varphi_4 = \alpha \frac{\partial \varphi_4}{\partial \alpha}; \\ x_2 &= \alpha \frac{\partial x_2}{\partial \alpha}; y_2 = \alpha \frac{\partial y_2}{\partial \alpha}; \end{aligned} \quad (4.2)$$

де  $\frac{\partial \varphi_1}{\partial \alpha}, \frac{\partial \varphi_2}{\partial \alpha}, \frac{\partial \varphi_3}{\partial \alpha}, \frac{\partial \varphi_4}{\partial \alpha}, \frac{\partial x_2}{\partial \alpha}, \frac{\partial y_2}{\partial \alpha}$  – оператори передачі руху першого порядку.

Загальний момент інерції шарнірно-зчленованої стрілової системи без обліку вантажу:

$$J_{cc} = J \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial \alpha} \right)^2 + J_1 + J_2 \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial \alpha} \right)^2 + m_2 \left( \frac{\partial x_2}{\partial \alpha} + \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} \right)^2 + J_3 \left( \frac{\partial \varphi_3}{\partial \alpha} \right)^2 + J_4 \left( \frac{\partial \varphi_4}{\partial \alpha} \right)^2; \quad (4.3)$$

Для обчислення узагальнених сил додамо системі можливе переміщення  $\delta\alpha > 0$ , в результаті отримаємо:

$$\begin{cases} Q_\alpha = M \frac{\partial \varphi_1}{\partial \alpha} + mg \frac{x_1 - x_2}{H} \frac{\partial x_3}{\partial \alpha}; \\ Q_\rho = -mg \frac{x_1 - x_3}{H} \end{cases} \quad (4.4)$$

де  $M$ -момент на валу електродвигуна приводу механізму зміни вильоту;  $g$ -прискорення вільного падіння.

В результаті перетворень отримано диференціальне рівняння рухи шарнірно-зчленованої стрілової системи при зміні вильоту [20–22, 24]

$$\begin{cases} J_{cc}\alpha + \frac{1}{2} \frac{\partial J_{cc}}{\partial \alpha} \alpha = M \frac{\partial \varphi_1}{\partial \alpha} + mg \frac{x_1 - x_2}{H} \frac{\partial x_3}{\partial \alpha}, \\ mx_1 = -mg \frac{x_1 - x_3}{H} \end{cases} \quad (4.5)$$

#### 4.2 Методика розрахунку та визначення раціональних конструктивних параметрів шарнірно-зчленованої стрілової система.

Визначальними вихідними параметрами, що мають кінцеві значення при проектуванні порталного крана, є:  $L_{min}$  – мінімальний виліт стріли;  $L_{max}$  – максимальний виліт стріли;  $R_3$  – граничне значення величини заднього габариту;  $H_{\Pi}$  – висота підйому вантажу. Ці параметри задаються замовником або призначаються виходячи з вимог до технічної характеристики конкретного крана.

Значеннями всіх інших параметрів зазвичай необхідно задаватися в якості вхідних даних для виконання розрахунку, синтезу та оптимізації шарнірно-зчленованої стрілової системи. Кількість цих невизначених параметрів і діапазон їх можливих геометричних значень досить великі, що ускладнює роботу і призводить до великого числа варіантів обчислень.

У роботах [25-27] виведені математичні залежності між заданими основними характеристиками порталних кранів і значеннями невизначених параметрів, які дозволяють значно скоротити число таких параметрів.

Розрахунок виконується автоматично в програмі MathCAD, в результаті якого отримуємо масив геометричних параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи (рис. 4.3). Аналіз показав, що при однаковому значенні вантажопідйомності і максимального вильоту довжини ланок шарнірно-зчленованої стрілової системи значно відрізняються [26].

З робіт [25, 26] відомо, що у кранів однакової вантажопідйомності усереднені ваги одного погонного метра стріли, хобота, відтяжки приблизно однаковий. Це дає можливість прийняти довжини стріли, хобота і відтяжки в якості основних характеристик для визначення вагових параметрів інших ланок стрілової системи.

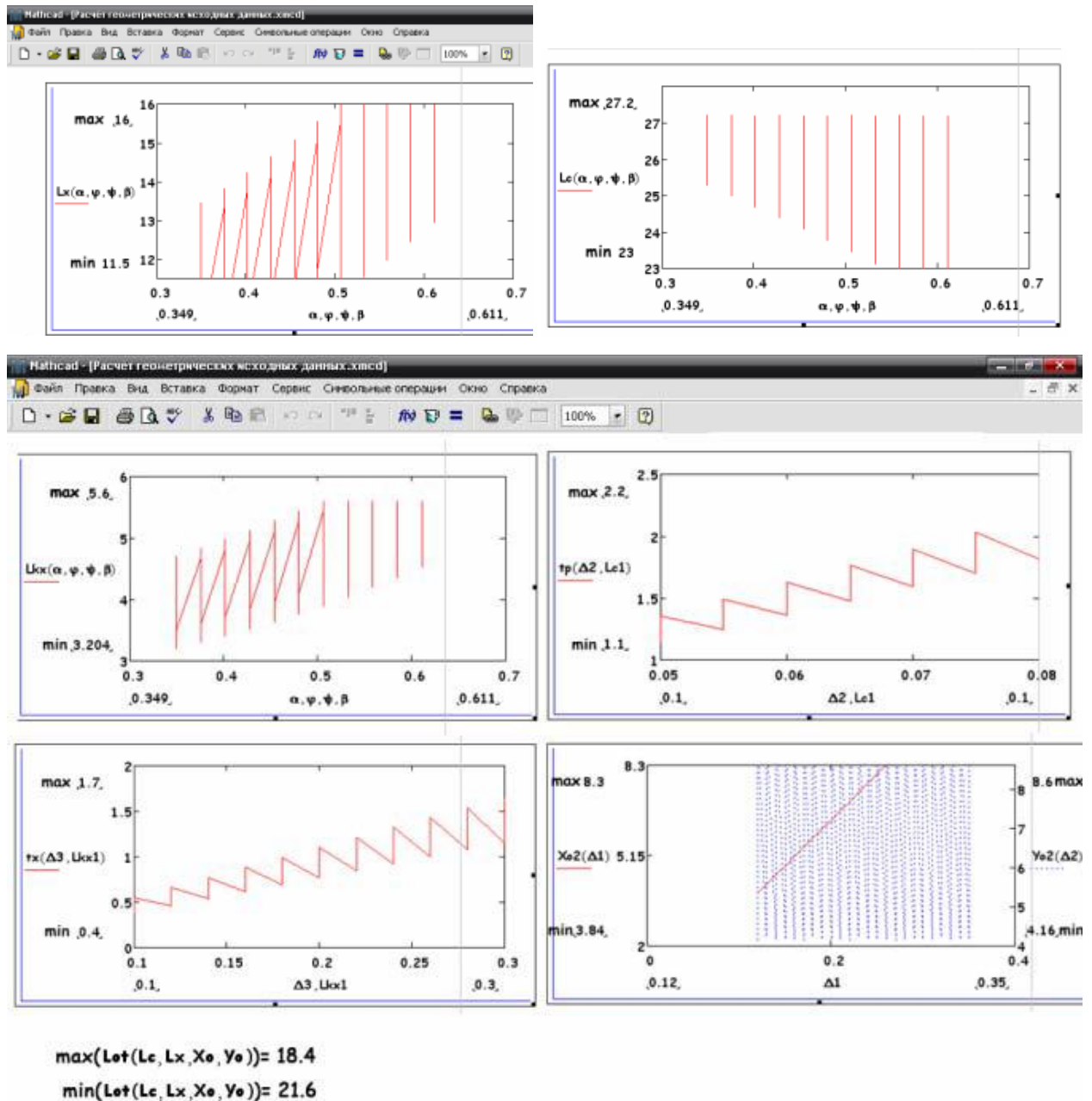


Рисунок 4.3 - Визначення геометричних параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи в програмі MathCAD

На основі оброблених статистичних даних портальних кранів отримано значення ваги  $q$  одного погонного метра ланок шарнірно-зчленованої стрілової системи (табл. 4.1) і розглянуто його взаємозв'язок з номінальною вантажопідйомністю крана  $q = f(Q)$ .

Експериментально встановлені значення усередненої ваги одного погонного метра кожного елемента в залежності від вантажопідйомності крана

описуються різними аналітичними залежностями, визначення яких виконано методом апроксимації. Пошук апроксимуючих функцій, максимально наближених до експериментальних даних, здійснена за допомогою програми MS Excel методом найменших квадратів.

В результаті встановлено, що залежність  $q = f(Q)$  для стріли найкращим чином описується лінійною функцією

$$q = 316,99 + 9,92Q;$$

для хобота – квадратичною функцією

$$q = 113,21 + 27,35Q - 0,2Q^2;$$

для відтяжки-квадратичною функцією

$$q = 41,03 + 5,45Q - 0,049Q^2.$$

Таблиця 4.1- Вага 1 погонного метра елементів шарнірно-зчленованої стрілової системи

Тип крана	Q, т	Вага 1 п.м. елементів ШЗС		
		Стріла	Хобот	Відтяжка
Альбатрос	20	388	287	130
		404	291	117
Марк-25	25	689	505	163
Сокол	32	479	393	147
Азовець		713	725	160
Марк-36	36	689	515	168
Кондор	40	834	618	183
Марк-40		789	710	198
Марк-45		735	741	191

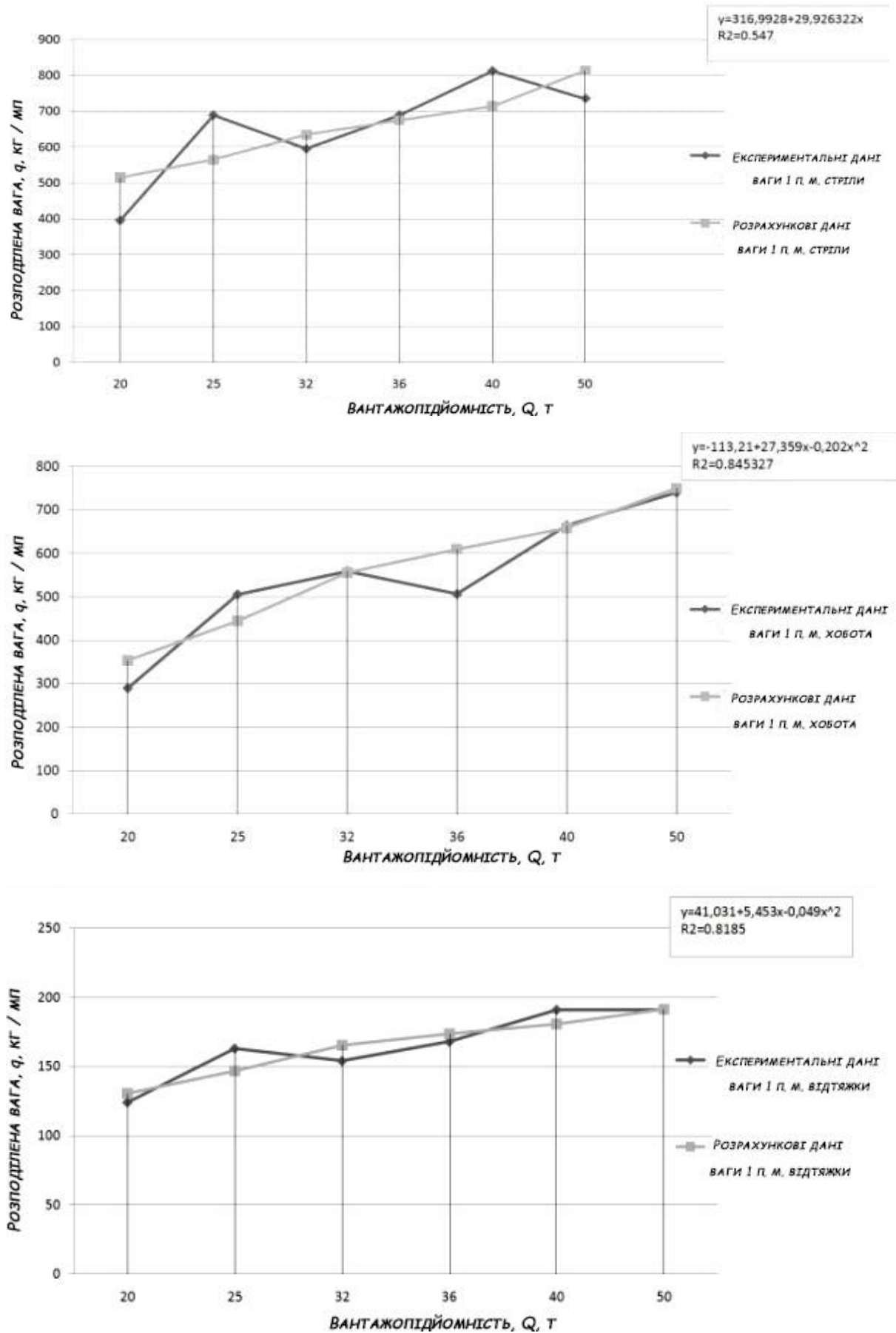
Визначення усередненої ваги одного погонного метра стріли, хобота і відтяжки можливо при використанні побудованих графіків (рис. 4.4), що до-

зволяє розрахувати прогнозовану вагу кожної ланки шарнірно-зчленованої стрілової системи, кг:

$$m_c = \mu * S * L * q; \quad (4.6)$$

де  $\mu$ -коефіцієнт, що враховує відхилення від теоретичної оптимальної форми;  $S$ -коефіцієнт, що враховує міцність матеріалу;  $L$ -довжина ланки стрілової системи;  $q$ -вага одного погонного метра ланки стрілової системи.

У реальній конструкції крана можливості варіювання параметрами дуже обмежені. Зміна деяких параметрів взагалі неможливо, так як це викличе значні конструктивні зміни кран. В якості варійованих параметрів прийняті довжини ланок, значення яких істотно впливають на загальну компоновку і матеріаломісткість шарнірно-зчленованої стрілової системи (рис. 4.5). В результаті визначено масив варійованих параметрів (табл. 4.2) і досліджено вплив координати  $K$  і координати  $l$  на загальноприйняті критерії оцінки якості шарнірно-зчленованої стрілової системи: невірноваженість системи, вага проти ваги, показники вантажного і стрілового невірноважених момент.

Рисунок 4.4 - Графіки залежності  $q=f(Q)$  для стріли, хобота і відтяжки

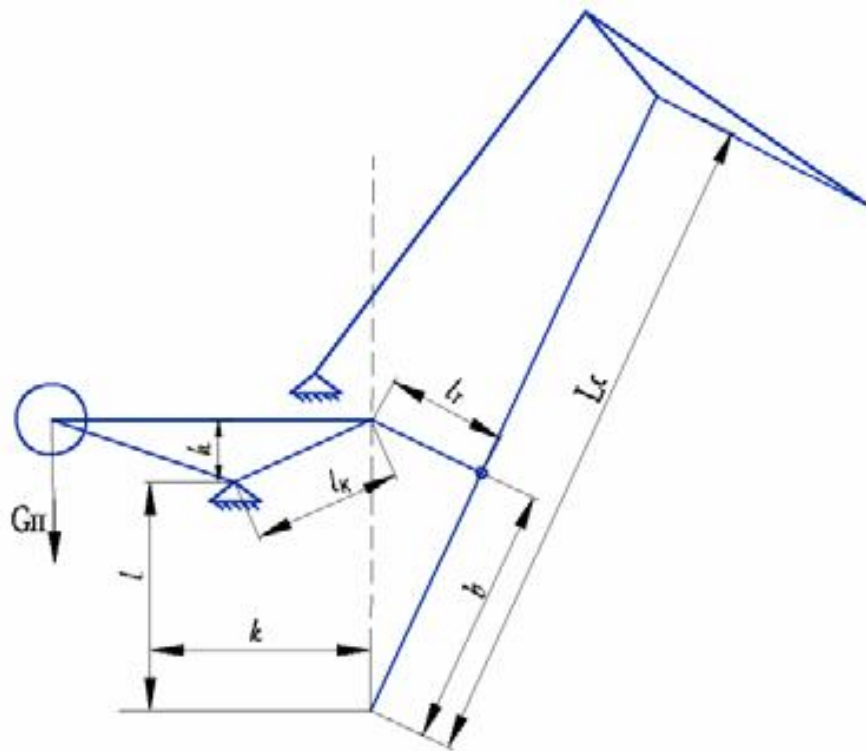


Рисунок 4.5 - Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із зазначенням варійованих параметрів:  $b$ -відстань від осі гойдання стріли до місця кріплення тяги противаги;  $l_k$ -довжина переднього плеча коромисла;  $l_T$  -довжина тяги противаги;  $k$ -відстань по горизонталі від осі гойдання стріли до осі гойдання коромисла;  $l$ -відстань по вертикалі від осі гойдання стріли до осі гойдання коромисла;  $h$ -висота коромисла

Таблиця 4.2 - Масив варійованих параметрів

Параметр	Значення	
	Мінімум	Максимум
$l_k$ , м	3,1	3,6
$l_T$ , м	8,1	9,0
$h$ , м	0,5	0,8
$k$ , м	4,54	5,53
$l$ , м	11,854	12,84
$G_{П}$ , кг	21500	27000



Аналіз отриманих даних показав:

1. Оптимальні значення названих критеріїв якості досягаються при  $k = 4,63$  м,  $l = 11,94$  м.
2. Зменшувати значення параметрів можливо відносно оптимальних значень  $k$  і  $l$  не більше, ніж на 0,1 м. Подальше зменшення неприпустимо по обмеженнях кута заходу противаги і забезпечення збираності і рухливості ланок стрілової системи і системи урівноваження.
3. Зміна параметра  $l$  найбільшою мірою впливає на якість врівноваження системи (неврівноваженість системи, вага противаги, показники вантажного і стрілового неуврівноважених моментів).
4. Характер зміни неуврівноваженого моменту в оптимізованому варіанті ( $k = 4,63$  М,  $l = 11,94$  м ) повністю відповідає всім вимогам до системи врівноваження.
5. При зменшенні параметрів  $k$  і  $l$  неуврівноважений момент по знаку (напрямку) відповідає нормативним значенням, але відсоток неуврівноваженості збільшується. При збільшенні параметрів  $k$  і  $l$  неуврівноважений момент в зоні мінімального вильоту приймає небажану спрямованість, що викликає небезпеку закидання стріли, а неуврівноваженість досягає 23%.

#### **4.3 Використання методики на комп'ютерних моделях порталних кранів.**

Виконано застосування викладеного методу формування масиву геометричних параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи стосовно до кранів, компонування яких забезпечує збираність і рухливість ланок стрілової системи і врівноважуючого пристрою (табл. 4.3). Метод формування значень вагових параметрів для програми синтезу шарнірно-зчленованої стрілової системи перевірений шляхом порівняльного аналізу з ваговими парамет-

рами кранів, характеризуються відносно невеликою матеріаломісткістю (табл. 4.4).

Порівняльний аналіз підтверджує правильність прийнятого методу визначення основних геометричних і вагових параметрів для синтезу шарнірно-зчленованої стрілової системи і показує, що вага ланок вивчених кранів завищена.

Таблиця 4.3 - Аналіз геометричних параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи

Тип крана	Показники
Марк-25	$L_c = 27,44 \text{ м}$ $L_x = 16,3 \text{ м}$ $L_{кх} = 5,7 \text{ м}$ $L_o = 21,8 \text{ м}$
Азовець	$L_c = 27,35 \text{ м}$ $L_x = 15 \text{ м}$ $L_{кх} = 4,8 \text{ м}$ $L_o = 21,3 \text{ м}$
Марк-40	$L_c = 26,04 \text{ м}$ $L_x = 11,93 \text{ м}$ $L_{кх} = 4,32 \text{ м}$ $L_o = 20,6 \text{ м}$

Результати розрахунків:

$L_c = 23 \dots 27,2 \text{ м}$ ;  $L_x = 11,5 \dots 16 \text{ м}$ ;  $L_{кх} = 3,2 \dots 5,6 \text{ м}$ ;  $L_o = 18,4 \dots 21,6 \text{ м}$ .

Відхилення від розрахунку відповідно: 0,88%; 1,87%; 1,78%; 0,92%.

Таблиця 4.4 -Аналіз вагових параметрів шарнірно-зчленованої стрілової системи

Результати розрахунку	Моделі порталних кранів	Відхилення від розрахунку, %
	<b>Альбатрос</b>	
$G_c = 21415\text{кг}$	$G_c = 20000\text{кг}$	7%
$G_k = 11557\text{кг}$	$G_k = 14425\text{кг}$	20%
$G_o = 4303\text{кг}$	$G_o = 4340\text{кг}$	1%
	<b>Марк-25</b>	
$G_c = 21415\text{кг}$	$G_c = 26985\text{кг}$	7%
$G_k = 11557\text{кг}$	$G_k = 19190\text{кг}$	20%
$G_o = 4303\text{кг}$	$G_o = 5910\text{кг}$	1%

### Висновок:

В даному розділі представлений спрощений метод визначення вихідних даних для автоматизованого розрахунку, синтезу та оптимізації шарнірно-зчленованої стрілової системи. Метод не вимагає спеціального програмного забезпечення, так як розробки виконані на базі простих, поширених програм MS Excel та MathCAD.

Викладено методику розрахунку параметричних даних, яка дає можливість визначати раціональні конструктивні параметри шарнірно-зчленованих стрілових систем порталних кранів.

За допомогою комп'ютерного моделювання підтверджена ефективність методики визначення раціональних конструктивних параметрів шарнірно-зчленованих стрілових систем. Отриманий масив геометричних, вагових і варіюваних параметрів дозволяє спростити процес підготовки вихідних даних перед автоматизованим синтезом і, в кінцевому рахунку, оптимізувати конструкцію шарнірно-зчленованої стрілової системи порталних кранів.

Методика визначення раціональних конструктивних параметрів може використовуватися при проектуванні нових і модернізації існуючих шарнірно-зчленованих стрілових систем, що, в свою чергу, сприятиме зниженню матеріаломісткості і енергоспоживання порталних кранів.

Виконано аналіз впливу варійованих параметрів по загальноприйнятим критеріям оцінки якості шарнірно-зчленованої стрілової системи: невірноваженість системи, вага противаги, показники вантажного і стрілового невірноважених моментів.

## **5 ОХОРОНА ПРАЦІ**

### **5.1 Основні вимоги та положення охорони праці**

Відповідно до закону України «Про охорону праці», Кодексом закону України про працю й інші нормативні акти, а також відповідно до міжнародних договорів і угод вводяться різні державні й галузеві нормативні акти по охороні праці, правила, стандарти, положення, нормативи й інші документи, які є обов'язковими для підприємств всіх форм власності при проектуванні й експлуатації виробничого устаткування, транспортних засобів. В Україні діють всі норми й правила, розроблені до прийняття закону про охорону праці. У цей час розробляються нові нормативні документи «Нормативно-правові акти з охорони праці – НПАОП». Наприклад, «НПАОП 0.00-1.01.07. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів» [3].

Зміни й доповнення норм і правил по охороні праці в Україні публікуються в журналі «Охорона праці».

Нагляд за забезпеченням безпечної експлуатації й безаварійної роботи вантажопідійомних кранів здійснює інспекція ДЕРЖПРАЦІ. Для здійснення контролю в області санітарії служить Державна санітарна інспекція.

Для організації й забезпечення роботи з охорони праці в штатному розкладі передбачається інженер по техніці безпеки, що підкоряється керівникові підприємства.

### **5.2 Аналіз шкідливих факторів роботи на крані**

При експлуатації крана можуть виникнути ситуації в яких проявляється дія шкідливих і небезпечних факторів негативно впливаючих на обслуговуючий персонал. До таких факторів можна віднести: поразку електричним струмом, недостатній рівень освітлення робочого місця й вентиляції, шум від роботи крана, вібрація, варіація температури повітря, можливість виникнення пожежі та ін.

Розглянемо найбільш імовірні для проектного крана фактори.

Аналіз статистичних даних по *електротравматизму* показує, що нещасні випадки на виробництві та транспорті від поразки електричним струмом, що супроводжуються тимчасовою втратою працездатності, становлять приблизно 1%, а маючи смертельний результат - близько 40% від їхньої загальної кількості. При цьому до 80% випадків зі смертельним результатом - від поразки електричним струмом напругою до 1000 В.

Дія електричного струму можна розділити на два види: електричні травми та електричні удари.

*Електричні травми* – це місцеві поразки ділянок тіла: опіки, металізація шкіри, механічні ушкодження організму.

*Електричний удар* пов'язаний з порушенням живих тканин організму, що супроводжується судорожними скороченнями м'язів тіла, у тому числі м'язів серця та легенів. У результаті порушується життєдіяльність організму, припиняється діяльність органів подиху й кровообігу.

Основними причинами виникнення електротравматизму є відсутність або несправність відповідних систем, пристроїв або приладів (блокувань, заземлення, занулення, струмопідводів, блискавковідводів і ін.).

*Освітленість*. Відомо, що майже 90% усієї інформації про навколишнє середовище людина одержує через органи зору. Норми освітлення місць виробництва та виконання робіт усередині й поза будинками промислових підприємств установлюються БНіП.

Штучне освітлення відкритих територій, площадок і транспортних споруд установлюється галузевими нормами та ДСТУ.

Природна освітленість залежить від пори року, часу дня, хмарності й т. ін., а також від деяких характеристик самого приміщення.

### **5.3 Проектні рішення**

#### **5.3.1 Розрахунок заземлення підкранової колії**

Найпоширенішими технічними засобами захисту людини від поразки електричним струмом є захисне заземлення та занулення.

Відповідно до ГОСТ 12.1.030-81 захисним заземленням називається навмисна електрична сполука із землею або її еквівалентом металевих не струмоведучих частин, які можуть виявитися під напругою.

Областю застосування захисного заземлення є трифазні тридротові мережі напругою до 1000 В з ізольованою нейтраллю та мережі напругою вище 1000 В з будь-яким режимом нейтралі.

Відповідно до ГОСТ 12.1.030-81 захисне заземлення або занулення електроустановок варто виконувати:

4 Ом – в установках напругою до 1000 В;

якщо потужність джерела струму (трансформатора або генератора) 100 кВт і менше, то опір заземлення допускається 10 Ом.

Для заземлення електроустановок використовуються природні заземлювачі (металеві конструкції будинку, фундаменти, що мають щільний контакт із землею) і штучні заземлювачі (труби, стрижні, куточки й ін. види прокату).

Штучне заземлення буває індивідуальне й групове. Групове заземлення буває контурне й виносне. При пристрої захисного заземлення всі з'єднання повинні виконуватися звареними, а безпосередньо з електроустановкою воно болтове.

У якості штучних заземлювачів найчастіше застосовуються труби діаметром  $d = 35 \div 50$  мм, довжиною  $l = 2 \div 3$  м, а також стрижні або куточки. Такі заземлювачі вбиваються в землю на відстані друг від друга  $L_3 = 3 \div 5$  м. Глибина занурення смуги  $l_n = 0,5 \div 1,5$  м.

При розрахунку опору захисного заземлювача повинні бути виконані завдання:

1. Розрахувати кількість труб, що становлять контур заземлення, довжину з'єднуючої смуги й результуючий опір розтіканню струму групового заземлювача (контурного)  $R_K$ .

2. Порівняти  $R_K$  з нормативним опором заземлення  $R_{НОРМ}$ .

3. При недотриманні умови  $R_K < R_{\text{НОРМ}}$  – дати рекомендації, внести потрібні зміни й зробити перерахунок  $R_K$ .

Умови для розрахунку. Для контуру заземлення використовуємо труби діаметром  $d$ , довжиною  $l$ , занурені на глибину  $l_n$ . Смуга зв'язку – сталеві, ширина смуги  $b$ . Відстань між заземлювачами  $L_3$ . Установлена потужність електроустановок – 93 кВт, напруга живлення  $U = 380$  В.

Мережа – трифазна тридротова з ізольованою нейтраллю.

Ціль: спроектувати захисне заземлення підкранової колії по якій переміщається порталний кран в/п 20 т.

Найпоширенішими технічними засобами захисту людини від поразки електричним струмом є захисне заземлення й занулення рис. 5.1, на якому показана підкранова колія – 1, смуга зв'язку – 2, трубчастий заземлювач – 3.

Вихідні дані:

$\rho = 200 \text{ Ом} \cdot \text{м}$  – питомий опір ґрунту;

$d = 70 \text{ мм}$  – діаметр трубчастого заземлювача;

$l = 4 \text{ м}$  – довжина трубчастого заземлювача;

$l_n = 1 \text{ м}$  – глибина закладення заземлювача;

$b = 50 \text{ мм}$  – ширина смуги зв'язку;

$L = 4,5 \text{ м}$  – відстань між заземлювачами;

$\eta_{\text{тр}} = 0,75$  – коефіцієнт використання трубчастого заземлювача;

$\eta_n = 0,6$  – коефіцієнт використання з'єднуючої смуги.

Знаходимо опір одиночного трубчастого заземлювача:

$$\begin{aligned} R_{\text{тр}} &= 0,366 \cdot \frac{\rho}{l} \cdot \left( \lg \frac{2 \cdot l}{d} + 0,5 \cdot \lg \frac{4 \cdot t + l}{4 \cdot t - l} \right) = \\ &= 0,366 \cdot \frac{200}{4} \cdot \left( \lg \frac{2 \cdot 4}{0,07} + 0,5 \lg \frac{4 \cdot 3 + 4}{4 \cdot 3 - 4} \right) = 39,4 \text{ Ом}. \end{aligned} \quad (5.1)$$

Відстань від поверхні ґрунту до середини заземлення:

$$t = l_n + \frac{l}{2} = 1 + \frac{4}{2} = 3 \text{ м}. \quad (5.2)$$

Орієнтовна кількість поодиноких заземлювачів вхідних в контур:



$$n = \frac{R_{TP}}{R_{3.HOPM.} \cdot \eta_{TP}} = \frac{39,4}{4 \cdot 0,75} = 13,1 \quad (5.3)$$

де  $R_{3.HOPM.}$  – нормальне значення опору захисного заземлювача.

Приймаємо  $n = 14$ .

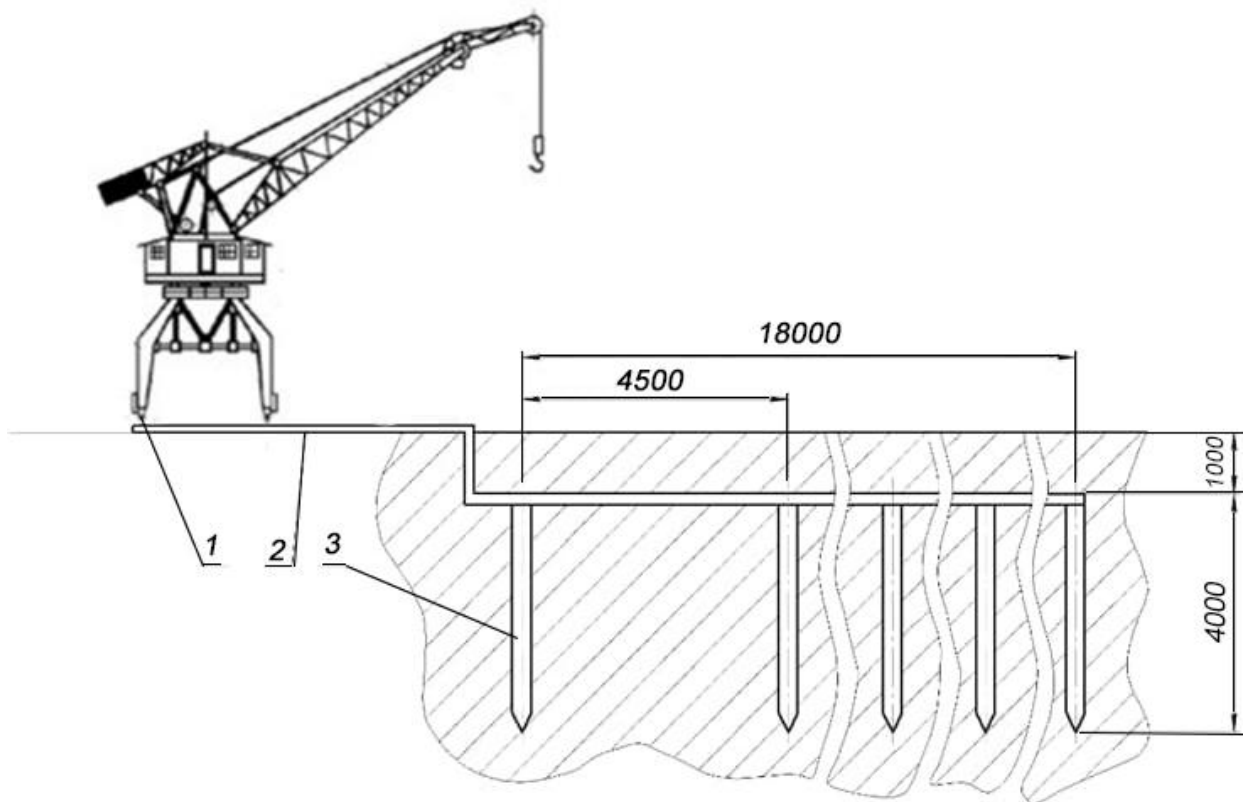


Рисунок 5.1 – Схема захисного заземлення підкранової колії

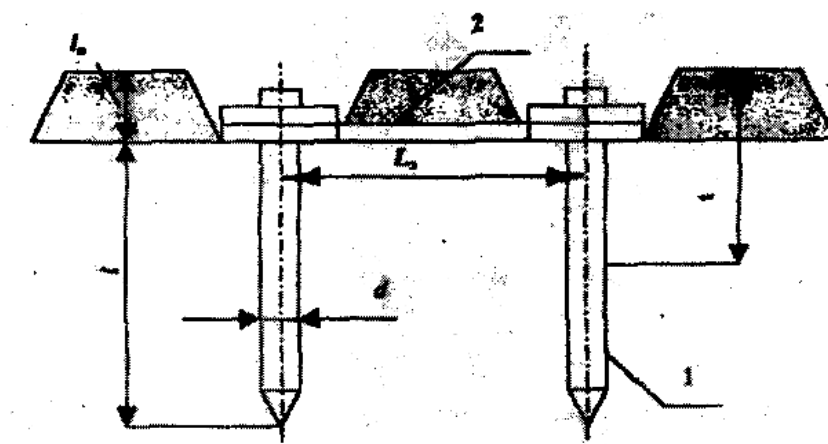


Рисунок 5.2 – Пристрій заземлювача:

1 – поодинокий трубчастий заземлювач; 2 – з'єднуюча полоса

Опір з'єднуючої смуги:

$$R_{\Pi} = 0,366 \cdot \frac{\rho}{L_{\Pi}} \cdot \lg \frac{2 \cdot L_{\Pi}^2}{b \cdot l_{\Pi}} = 0,366 \cdot \frac{200}{59} \cdot \lg \frac{2 \cdot 59^2}{0,05 \cdot 1} = 6,4 \text{ Ом.} \quad (5.4)$$

Довжина з'єднуючої смуги:

$$L_{\Pi} = L \cdot (n - 1) = 4,5 \cdot (14 - 1) = 59 \text{ м.} \quad (5.5)$$

Результуючий опір розтіканню струму групового заземлювача:

$$R_K = \frac{R_{TP} \cdot R_{\Pi}}{R_{TP} \cdot \eta_{\Pi} + n \cdot R_{\Pi} \cdot \eta_{TP}} = \frac{39,4 \cdot 6,4}{39,4 \cdot 0,6 + 14 \cdot 6,4 \cdot 0,75} = 2,8 \text{ Ом.} \quad (5.6)$$

Розраховане заземлення повинне задовольняти умові:

$$R_K \leq R_{з.норм.} \text{ тобто } 2,8 \text{ Ом} < 4 \text{ Ом} \quad (5.7)$$

Таким чином, розраховане захисне заземлення можна застосовувати для заземлення підкранових колій даного крана.

Якщо умова  $R_K < R_{з.норм.}$  не виконується, то для зменшення  $R_K$  треба збільшити довжину вертикальних заземлювачів, або вжити заходів до штучного зниження  $\rho$ , або збільшити число вертикальних заземлювачів, не змінюючи їхнього кроку розташування.

### 5.3.2 Штучне освітлення зони роботи крана

Розрахунок штучного освітлення робочої зони крана виконується в наступній послідовності:

1. Визначаємо площу робочої зони крана:

$$S_n = A \times B = 35 \times 100 = 3500 \text{ м}^2.$$

де  $A$  – ширина зони роботи крана (приймаємо  $A = 35 \text{ м}$ );

$B$  – довжина зони роботи крана (приймаємо  $B = 100 \text{ м}$ ).

2. Вибираємо джерело світла – лампу ДРЛ-700, потужність  $P_d = 700 \text{ Вт}$  із прожектором типу ПЗР-45 максимальна сила світла 35000 лм.
3. Визначаємо коефіцієнт світловіддачі джерела "m" при:  $E_n = 10 \text{ лк}$  (приймаємо по БН і П П-4-89):  $m = 0,65$ ;
4. Визначаємо кількість прожекторів

$$n = \frac{m \cdot E_n \cdot S}{P_k} = \frac{0,65 \cdot 10 \cdot 3500}{700} = 32,5,$$

приймаємо 33 прожектора.

5. Визначаємо площу освітлення одного прожектора

$$S_1 = \frac{S_n}{n} = \frac{3500}{33} = 106 \text{ м}^2.$$

6. Визначаємо відстань між прожекторами

$$l_m = \frac{B_m}{n-1} = \frac{100}{33-1} = 3,1 \text{ м}.$$

7. Визначаємо відстань між напрямком осей прожекторів

$$l_n = \frac{B_m}{n} = \frac{100}{33} = 3,0 \text{ м}.$$

## 5.4 Пожежна безпека

Пожежна безпека забезпечується: методами запобігання пожежі й протипожежного захисту, при яких виключається можливість пожежі, а у випадку виникнення запобігає впливу на людей небезпечних факторів і забезпечується захист матеріальних цінностей.

У практиці гасіння пожеж найбільше поширення одержали наступні способи припинення горіння:

- ізоляція вогнища горіння від повітря або зниження шляхом розведення повітря негорючими газами з концентрацією кисню до значення, при якому не може відбуватися горіння;

- охолодження вогнища горіння нижче певних температур;
- інтенсивне гальмування швидкості хімічної реакції в полум'ї;
- механічний зрив полум'я в результаті впливу на нього сильного струменя газу або води;
- створення умов вогнезагородження.

Для гасіння пожеж найбільш часто використовують воду. Вогнегасна здатність води обумовлюється охолоджуючою дією, розведенням горючого середовища парами, що утворюються при випарі, і механічним впливом на палаючу речовину.

Гасіння пожеж водою роблять установками водяного пожежогасіння, пожежними автомашинами й водяними стовбурами. Для подачі води в ці установки використовують водопідводи які улаштовують на промислових підприємствах. У цьому випадку водопідводи називаються виробниче-протипожежними.

Піни застосовують для гасіння твердих і рідких речовин, що не вступають у взаємодію з водою. Залежно від способу й умов одержання вогнегасні піни підрозділяються на хімічні й повітряно-механічні. Повітряно-механічну піну отримують за допомогою спеціальної піноутворюючої апаратури з 4÷6 % водяних розчинів піноутворювачів ПО-1, ПО-6, ПО-11.

При гасінні пожеж газами й парою використовують двоокис вуглецю, азот, димові або відпрацьовані гази, пара, а також аргон і інші гази. Застосовують порошкові сполуки ПСБ-3, П-1А, ПФ - призначені для гасіння дерев'яних і інших вуглеродоутримуючих твердих матеріалів.

На кранах для гасіння загоряння установок напругою до 1000 В застосовують вуглекислотні вогнегасники: ручні ОУ-2А, ОУ-5, ОУ-8; пересувні ОУ-25, ОУ-80, ОУ-400.

Для забезпечення пожежної безпеки проводяться наступні заходи:

- інструктаж обслуговуючого персоналу;
- проведення своєчасних оглядів і ремонтів;
- кран обладнаний ручними вуглекислотними вогнегасниками ОУ-5.

### **Висновок по розділу**

Виконано розрахунок захисного заземлення підкранових колій: результатуючий опір розтіканню струму заземлювача склав 2,8 Ом відносно значення, що допускається у 4 Ом.

У розділі розраховане штучне освітлення зони роботи крана. Для нормального освітлення зони роботи крана на стовпах уздовж підкранової колії необхідно встановити 33 прожектора типу ПЗР-45 з лампами ДРЛ-700 потужністю 700 Вт на відстані 3,1 м.

Розглянуті питання про пожежну безпеку.

## ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ

У дипломному проекті розглянуті питання проектування та удосконалення порталного крана вантажопідйомністю 20 т з метою покращення його експлуатаційних характеристик.

В роботі докладно розглянута логістична ланка морського порту, де планується встановити спроектований і досліджений кран. Проаналізована конструкція порталного крана, його механізми та вузли. Виконано розрахунки механізму підйому, оснащеного гаковою підвіскою, електромагнітом і грейфером, та механізму повороту крана.

В інноваційній частині проекту був запропонований спрощений метод визначення вихідних даних для автоматизованого розрахунку, синтезу та оптимізації шарнірно-зчленованої стрілової системи. Метод не вимагає спеціального програмного забезпечення, так як розробки виконані на базі простих, поширених програм MS Excel та MathCAD.

Викладена методика розрахунку параметричних даних, яка дає можливість визначати раціональні конструктивні параметри шарнірно-зчленованих стрілових систем порталних кранів.

Розглянуті питання з охорони праці, зокрема виконані розрахунки: захисного заземлення підкранових колій, штучного освітлення (вибір типу прожекторів та їхня кількість), Розглянуто основні методи пожежної профілактики та методи їхнього застосування на виробництві.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин: Підручник /В.С. Бондарев, О. І. Дубінець, М. П. Колісник та ін. – К.: Вища школа, 2009. – 734 с.
2. Справочник по кранам: В 2 т. /В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 536 с.
3. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів: НПАОП 0.00-1.03-07. – К.: Основа, 2007. – 312 с.
4. Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин: Сокр. пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1980- 255 с.
5. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. Изд. 4-е. Учебник для вузов. М.: Высш. школа, 1972. - 504 с.
6. Федосеев В.Н. Приборы и устройства безопасности грузоподъемных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1990.- 320 с.
7. Ерофеев Н.И. Предохранительные и сигнализационные устройства кранов. Изд. 2-е. – М.: Машиностроение, 1970, 168 с.
8. Электрооборудование кранов/ А.П. Богословский, Е.М. Певзнер, Н.Ф. Семеня и др.- М.: Машиностроение, 1983, - 310 с., ил.
9. Законодавство України про охорону праці, у 4-х томах. К.: Основа, 1995.
10. Охрана труда в машиностроении. Под. ред. Юдина Е.А. и др. – М.: Машиностроение, 1983.-448 с.
11. Справочник по охране труда на промышленном предприятии К.Н. Ткачук и др. – К.: Техника, 1991. – 285 с.
12. Дранников В.Г., Звягин И.Е. Автоматизированный электропривод подъемно-транспортных машин. - М.: Высшая школа, 1973. – 271 с.

13. Портальные краны: учебное пособие / Под ред. М.Н. Хальфина; Юж.-Рос. Гос.техн.ун-т. Новочеркасск: ЮРГТУ, 2001. – 318 стр.
14. Бортяков Д.Е. Специальные грузоподъемные машины. Портальные, судовые и плавучие краны: учеб. пособие / Д.Е. Бортяков, А.Н. Орлов; под ред. проф. К.Д. Никитина. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 160 с.
15. Андрианов, Е. Н. Актуальные вопросы конструирования и расчета механизма изменения вылета стрелы порталных кранов / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов // Журн. ун-та водных коммуникаций. – 2010. – Вып. 2. – С. 81–92.
16. Гильдеев, Д. Южмормонтаж смонтировал порталный кран в Измаильском порту / Д. Гильдеев // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2010. – № 8. – С. 11–12.
17. Горский, Б. Е. Шарнирно-сочлененные укосины порталных кранов / Б. Е. Горский. – Москва : Маш-гиз, 1965. – 185 с.
18. Душанін, Я. С. Оптимізація сталого руху зміни вильоту врівноваженої шарнірно-зчленованої стрілової системи крана : автореф. дис.... канд. техн. наук : 05.05.05 / Душанін Ян Станіславович ; Київ. нац. ун-т буд-ва і архітектури. – Київ, 2001. – 20 с.
19. Ловейкін, В. С. Метод мінімізації коливань вантажу в шарнірно-зчленованій стріловій системі крана під час зміни вильоту / В. С. Ловейкін, Д. А. Паламарчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2010. – № 76. – С. 35–40.
20. Ловейкін, В. С. Теорія технічних систем : навч. посіб. / В. С. Ловейкін, І. І. Назаренко, О. Г. Онищенко. – Київ ; Полтава : ІЗМН : ПДТУ, 1998. – 176 с.
21. Мисюра, В. П. Исследование и оптимальное проектирование уравновешивающих устройств стреловых систем порталных кранов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 / Мисюра Василий Петрович ; Укр. заоч. политех. ин-т. – Харьков, 1980. – 24 с.



22. Михеев, В. А. Автоматизированное проектирование уравновешивающих устройств стреловых систем порталных кранов / В. А. Михеев, В. П. Мисюра // Підйомно-транспортна техніка : зб. наук. пр. –Дніпропетровськ, 2005. – Вип. 3 (15). – С. 15–28.

23. Моделирование динамического нагружения датчика ограничителя грузового момента в шарнирно-сочлененных стреловых системах порталных кранов с прямолинейным хоботом / И. В. Бурданов, Д. В. Попов, А. Н. Кривонос, В. П. Самусько // Соврем. пути развития науки и образования : материалы науч.-практ. конф., г. Смоленск (31 июля 2015 г.) / ООО «Новаленсо». – Смоленск, 2015. – С. 126–129.

24. Паламарчук, Д. А. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана з горизонтальним переміщенням вантажу : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 / Паламарчук Дмитро Анатолійович ; Київ. нац. ун-т буд-ва і архітектури. – Київ, 2013. – 25 с.

25. Суглобов, В. В. Методика определения входных геометрических данных для совместного автоматизированного расчета, синтеза и оптимизации стреловой системы и системы уравновешивания порталного крана / В. В. Суглобов, В. А. Михеев, Е. В. Ткачук // Підйомно-транспортна техніка. – 2013. – № 1(37). – С. 86–96.

26. Суглобов, В. В. Методика определения исходных весовых данных для проектирования стреловой системы порталного крана / В. В. Суглобов, В. А. Михеев, Е. В. Ткачук // Вестн. Харьк. нац. автомоб.-дорож. ун-та : сб. науч. тр. – Харьков, 2014. – Вып. № 65-66. – С. 198–204.

27. Суглобов, В. В. Метод расчета определения входных данных для автоматизированного проектирования шарнирно-сочлененной стреловой системы порталного крана / В. В. Суглобов, В. А. Михеев, Е. В. Ткачук // Вестн. Харьк. нац. автомоб.-дорож. ун-та : сб. науч. тр. – Харьков, 2012. – Вып. № 57. – С. 264–269.

28. Keqin, L. Inverse Design of a New Double-link Luffing Mechanism and Realization on MATLAB / L. Keqin, J. Cuxiang // Proc. of the 3rd ICMEM

Intern. Conf. on Mechanical Engineering and Mechanics (21.10–23.10.2009). – Beijing, China. – P. 301–304.

29. Kolonic, F. Tensor Product Model Transformation-based Controller Design for Gantry Crane Control System – An Application Approach / F. Kolonic, A. Poljungan, I. Petrovic // *Acta Polytechnica Hungarica*. – 2006. – Vol. 3, No. 4. – P. 95–112.

30. Mauri, K. Intelligent container positioning helps [Электронный ресурс] / K. Mauri. – *Konecranes Magazine*. – 2012. – No 1. – P. 22–27. – Режим-доступа: <http://www.konecranes.com/sites/default/files/download/sagt.pdf>. – Загл. с экрана. – Проверено : 25.01.2017.

31. Palis, S. Anti-Sway System for Slewing Cranes / S. Palis, F. Palis, M. Lehnert // 22nd Intern. Simposium on Automation and Robotics in Construction ISARC. – Ferrara, 2005. – P. 9–18.

32. Salleh, S. B. Modeling and Control of a Boom Crane [Электронный ресурс] / S. B. Salleh / Faculty of Electrical Engineering Universiti Teknologi Malaysia. – 2010. – 60 p. – Режим доступа: [http://portal.fke.utm.my/libraryfke/files/541\\_SAZILAHBINTISALLEH2010.pdf](http://portal.fke.utm.my/libraryfke/files/541_SAZILAHBINTISALLEH2010.pdf). – Загл. с экрана. – Проверено: 25.01.2017.

33. Суглобов В. В. Определение конструктивных параметров шарнирно-сочленённых стреловых систем порталных кранов / В. В. Суглобов, Е. В. Ткачук // *Наука та прогрес транспорту*. – 2017,.N1 (67). – С. 156–166.

**ДОДАТОК**  
**(специфікації складальних креслень)**

Формат Зона		Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документація		
А0			ДП.ММ71.03.00.00.000.СК	Складальне креслення	1	
				Складальні одиниці		
		1	ДП.ММ71.03.01.00.000.СК	Табличка інформаційна	1	
		2	ДП.ММ71.03.02.00.000.СК	Анемометр в зборі	1	
		3	ДП.ММ71.03.03.00.000.СК	Кільцевий струмоприймач	1	
		4	ДП.ММ71.03.04.00.000.СК	Система відхиляючих блоків в зборі	1	
		5	ДП.ММ71.03.05.00.000.СК	Портал	1	
		6	ДП.ММ71.03.06.00.000.СК	Надбудова	1	
		7	ДП.ММ71.03.07.00.000.СК	Платформа	1	
		8	ДП.ММ71.03.08.00.000.СК	Канати і вантажозахватні пристрої	1	
		9	ДП.ММ71.03.09.00.000.СК	Установка опорно- поворотного кола	1	
		10	ДП.ММ71.03.10.00.000.СК	Противага нерухома	1	
		11	ДП.ММ71.03.11.00.000.СК	Система стрілова	1	
		12	ДП.ММ71.03.12.00.000.СК	Механізм врівноваження	1	
		13	ДП.ММ71.03.13.00.000.СК	Механізм підйому	1	
		14	ДП.ММ71.03.14.00.000.СК	Механізм повороту	1	
		15	ДП.ММ71.03.15.00.000.СК	Механізм зміни вильоту	1	
		16	ДП.ММ71.03.16.00.000.СК	Механізм пересування	1	
		17	ДП.ММ71.03.17.00.000.СК	Струмopідвід кабельний	1	

[illegible]







[illegible]



Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №					Документація		
	A1			ДП.ММ71.03.14.00.000.СК	Складальне креслення	1	
					Складальні одиниці		
		1		ДП.ММ71.03.14.01.000.СК	Вал вихідний	2	
		2		ДП.ММ71.03.14.02.000.СК	Опорно-поворотне коло	1	
		3		ДП.ММ71.03.14.03.000.СК	Масильна система	1	
		4		ДП.ММ71.03.14.04.000.СК	Привід механізму повороту	2	
Подп. и дата							
Взам. инв. №							
Подп. и дата							
Инв. № подл.							

Изм. Лист

№ докум.

Подп.

Дата

ДПММ71.03.14.00.000.СП

Разраб. Галяк

Проб. Неженцев

Н.контр.

Утв. Луговський

Лит.

Лист

Листов

п\д

1

Механізм повороту

КПІ ім. І.Сікорського  
каф. ПГМ

Копировал

Формат А4

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Справ. №					Документация			
	A1			ДП.ММ71.03.14.04.00.000.СК	Складальне креслення	1		
					Складальні одиниці			
		1		ДП.ММ71.03.14.04.01.000.СК	Редуктор планетарний	1		
		2		ДП.ММ71.03.14.04.02.000.СК	Гальма	1		
		3		ДП.ММ71.03.14.04.03.000.СК	Опора	1		
		4		ДП.ММ71.03.14.04.04.000.СК	Муфта граничного момента	1		
Подп. и дата								
					Детали			
		5		ДП.ММ71.03.14.04.00.0001	Основа	1		
		6		ДП.ММ71.03.14.04.00.0002	Шпонка	2		
					Стандартні вироби			
Взам. инв. №								
		7			Болт М16-6d × 75.46 ГОСТ 7796-70	16		
Подп. и дата								
		8			Болт М30-6d×90.46 ГОСТ 7796-70	12		
Инв. № подл.								
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДП.ММ71.03.14.04.000.СП		
Инв. № подл.	Разраб.	Галаяк				Лит.	Лист	Листов
	Проб.	Неженцев				п \ д	1	2
	Н.контр.					КПІ ім. І.Сікорського каф. ПГМ		
	Утв.	Луговойский						
Копировал								
Формат А4								

[illegible]





[illegible]