

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»
Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання

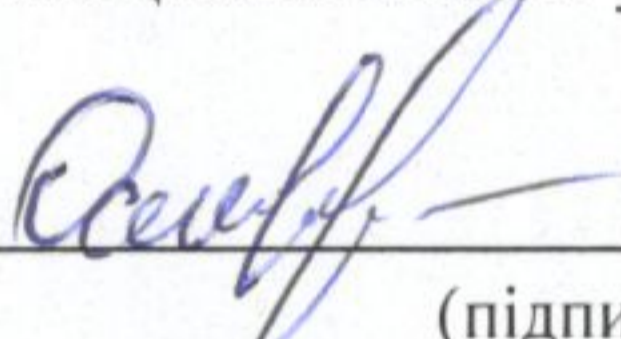
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

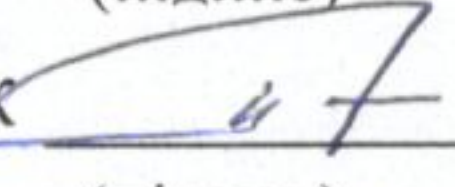
магістра на тему

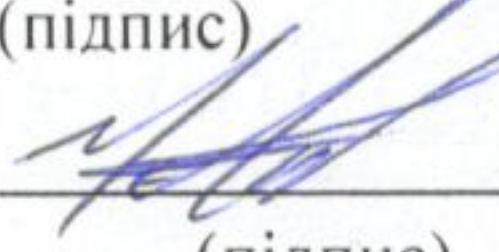
Вдосконалення пневмоколісного крану КС-4361 за рахунок модернізації гальма механізму підйому

(тема кваліфікаційної роботи)

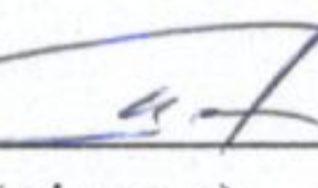
Виконав: студент 2 курсу, групи ДГМ-24мг
спеціальності: 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

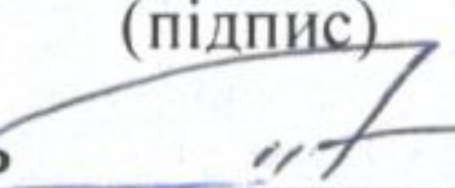
 /Олександр ОСІНІН
(підпис) (ім'я та прізвище)

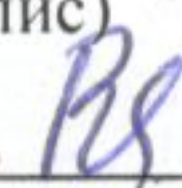
Керівник  /Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Рецензент  /Артем ЧЕРНЮК
(підпис) (ім'я та прізвище)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри  /Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Нормоконтроль  /Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Секретар ЕК  /Валентина СКОРКІНА
(підпис) (ім'я та прізвище)

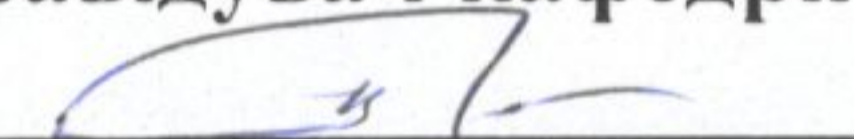
Харків – 2025 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н.
КАРАЗІНА

Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»
Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри


(підпис)

к.т.н., доц. Олег ПОДОЛЯК

«6» 10 2025р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу (дипломну роботу/дипломний проєкт)
другого (магістерського) рівня вищої освіти

студенту (ці)

Олександр Осініну
(ім'я, прізвище)

1. Тема **Вдосконалення пневмоколісного крану КС-4361 за рахунок модернізації гальма механізму підйому**

затверджена наказом по академії № _____ від «6» 10 2025р.

2. Термін здачі закінченої роботи « 10 » грудня 2025р.

Виконати вдосконалення пневмоколісного крану КС-4361 за рахунок модернізації гальма механізму підйому

4. Зміст роботи/проєкту (перелік питань, що їх належить розробити):

Вступ; Розрахунок механізму головного підйому крана; Розрахунок механізму підйому стріли; Розрахунок стійкості баштового крану; Модернізація гальма; Висновки; Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (презентаційний матеріал):

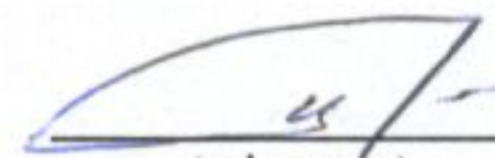
Презентація основних результатів виконаних досліджень. Роздатковий матеріал

6. Консультант:

Розділ	Консультант	Підпис, дата		Оцінка (бали)
		Завдання видав	Завдання прийняв	

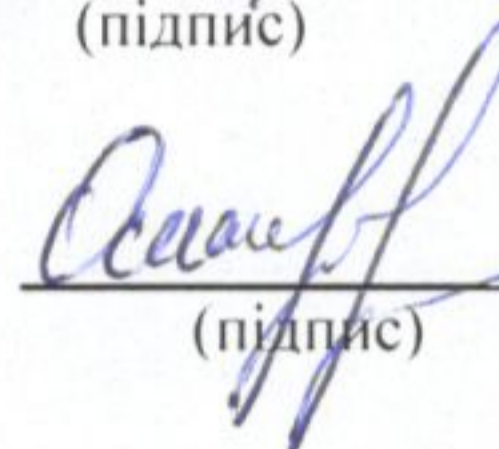
7. Дата видачі завдання «02» вересня 2025р.

Керівник роботи


(підпис)

Олег ПОДОЛЯК
(ім'я, прізвище)

Завдання прийняв до виконання

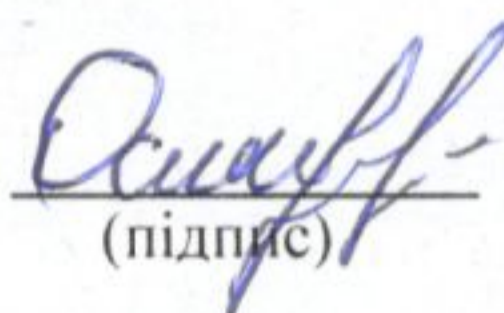

(підпис)

Олександр ОСІНІН
(ім'я, прізвище)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН-ГРАФІК
виконання кваліфікаційної роботи
(дипломної роботи/дипломного проєкту)

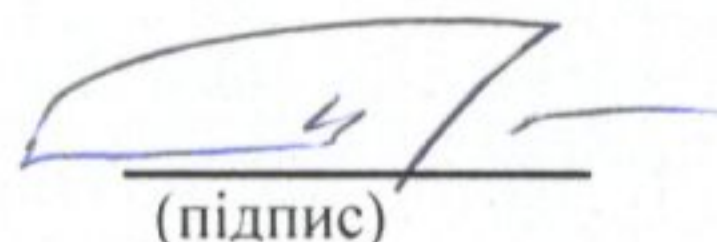
№ з/п	Назва етапів роботи та питань, які мають бути розроблені відповідно до завдання	Термін виконання	Позначки керівника про виконання завдань
1	Розрахунок механізму головного підйому крана	10.09.2025	
2	Розрахунок механізму підйому стріли	01.10.2025	
3	Розрахунок стійкості баштового крану	15.10.2025	
4	Модернізація гальма	01.11.2025	
5	Оформлення і захист дипломного проєкту	10.12.2025	

Студент (ка)


(підпис)

Олександр ОСІНІН
(ім'я, прізвище)

Нормоконтроль


(підпис)

Олег ПОДОЛЯК
(ім'я, прізвище)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 87 с., 27 рис., 10 табл., 21 прим..

Об'єкт дослідження - пневмоколісний баштовий кран.

Мета роботи: вдосконалення пневмоколісного крану шляхом модернізації приводу пересування і гальма механізму підйому крана.

Новизна роботи полягає в удосконаленні методики розрахунку і модернізації механізмів пневмоколісних баштових кранів.

У даній роботі визначені лінійні та масові параметри, зроблений розрахунок механізму підйому, механізму пересування, визначені опори пересуванню крана й параметрів механізму обертання, а також розрахована стійкість крана. виконана модернізація приводу пересування і гальма механізму підйому крана.

**ПНЕВМОКОЛІСНИЙ БАШТОВИЙ КРАН,
РОЗРАХУНОК, МЕХАНІЗМ, ПОТУЖНІСТЬ, СТІЙКІСТЬ,
ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ, ГАЛЬМО , ПОЛІСПАСТ, БАШТА,
СТРІЛА, ПРИЛАДИ БЕЗПЕКИ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ**

З М І С Т

Реферат.....	3
ВСТУП	6
1. КОНСТРУКЦІЯ, ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ПНЕВМОКОЛІСНИХ БАШТОВИХ КРАНІВ	7
2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	
2.1 Вибір та розрахунок геометричних та масових параметрів крана	13
2. 1. 1 Розрахунок вантажних характеристик.....	20
2.2 Розрахунок механізму підйому вантажу	22
2.2.1 Вибір кінематичної схеми механізму підйому.....	22
2.2.2 Розрахунок та вибір каната та барабана.....	23
2.2.3 Вибір електродвигуна та редуктора.....	26
2.2.4 Перевірка обраного двигуна на тривалість часу пуску.....	27
2.2.5 Перевірка двигуна по моменті.....	28
2.2.6 Визначення гальмового моменту і вибір гальма.....	29
2.2.7 Перевірка гальма по максимальному моменту.....	30
2.2.8 Вибір і перевірочний розрахунок гакової підвіски.....	31
2.2.8.1 Розрахунок гайки гака.....	30
2.2.8.2 Вибір упорного підшипника.....	32
2.2.8.3 Розрахунок траверси гака.....	33
2.2.8.4 Вибір підшипників для блоку підвіски.....	34
2.3 Розрахунок механізму повороту крану	37
2.3.1 Вибір кінематичної схеми механізму повороту.....	37
2.3.2 Визначення зусиль, що діють на поворотне коло.....	37
2.3.3 Визначення часу пуску механізму обертання.....	46
2.3.4 Перевірка двигуна за моментом.....	48
2.3.5 Визначення гальмівного моменту та вибір гальма.....	48
2.3.6 Умова вірності вибору гальма.....	49
2.5 Розрахунок механізму підйому стріли (зміна вильоту)	50
2.5.1 Вибір кінематичної схеми стрілової лебідки.....	51
2.5.2 Розрахунок середнє квадратичного зусилля.....	52
2.5.3 Розрахунок стрілового поліспада.....	57
2.5.4 Визначення часу пуску електродвигуна.....	59
2.5.5 Перевірка двигуна за моментом.....	61
2.5.6 Визначення гальмівного моменту та вибір гальма.....	61
2.6 Розрахунок стійкості баштового крану	62
2.6.1 Умови для розрахунку стійкості.....	62
2.6.2 Вантажна стійкість.....	65
2.6.3 Власна стійкість.....	68
3. ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА	
МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ	
3.1 Вибір кінематичної схеми механізму пересування крану.....	71
3.2 Визначення опорів пересуванню крана.....	72

3.3. Розрахунок двигуна.....	75
3.4 Вибір гальма.....	77
3.5 Перевірка двигунів механізму пересування по моменту.....	79
3.6 Перевірка гальма по моменту.....	80
3.7 Модернізація гальма.....	81
ВИСНОВКИ	86
ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА	87

ВСТУП

В умовах переходу до ринкової економіки одним з факторів ритмічної роботи промислових підприємств є високоефективна й безпечна експлуатація техніки, устаткування й, у тому числі, пневмоколісних кранів. Розвиток виробництва, його інтенсифікація й автоматизація висувають зростаючі вимоги до пневмоколісних кранів.

Триває курс на підвищення технічної озброєності праці шляхом всевітнього впровадження комплексної механізації й автоматизації виробничих процесів, впровадження принципово нової техніки, росту випуску машин великої одиничної потужності й продуктивності, закінчених систем машин. Значно підвищуються економічність і продуктивність машин, що випускають, їхня надійність і довговічність.

Поряд з відомими конструкціями кранів все більшу роль починають грати стрілові самохідні крани. Від їхньої надійності, працездатності й технічній готовності в значній мірі залежать продуктивність праці, загальний темп будівництва й вартість будівельно-монтажних робіт.

Виробництво вантажно-розвантажувальних і будівельно-монтажних робіт пов'язане з підйомом і переміщенням деталей, конструкцій і блоків високої заводської готовності, що вимагає застосування пневмоколісних кранів.

1.КОНСТРУКЦІЯ, ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ЗАСТОСУВАННЯ ПНЕВМОКОЛІСНИХ БАШТОВИХ КРАНІВ

Баштовий пневмоколісний кран являє собою Г-образну вільно варту поворотну конструкцію в якій стріла прикріплена до верхньої частини. Така конструкція дає великий підстріловий простір, можливість обслуговування декількох об'єктів або майданчика з однієї стоянки, простоту переміщення крану, гарний огляд площадки крановиком й ін.

По конструкції веж крани розділяють на крани з поворотної (КБ-160.2, КБ-503, КБ-308) і неповоротної (КБ-674, КБ-573) вежею [20], [21].

По типі стріл розділяють на крани з піднімальної (КБ-160.2, КБ-405...), балкової (КБ-674, КБ-573, БК-180...) і шарнірно зчленованої (КБ-160.4) стрілою.

Крани з обертовою вежею можуть виконуватися з нижнім або верхнім розташуванням противаги. По способі установки баштові крани розділяють на стаціонарні, самопіднімальні й пересувні.

Баштові пневмоколісні крани з обертовою вежею й нижнім розташуванням противаги більше стійкі, тому що їхній центр ваги розташований нижче, а згинальний момент, що діє на вежу від ваги вантажу, що піднімає, компенсується відповідним запасуванням канатів.

Кожна модель крана має власну марку, порядок позначення якої представлений на рис. 1.1.

У марку крана крім букв КБ (кран баштовий) входять цифри (усього чотири) і букви (усього три).

Перша цифра позначає порядковий номер групи по вантажному моменті, другі дві є порядковими номерами реєстрації кранів по реєстрі ВНДІбуддормаш.

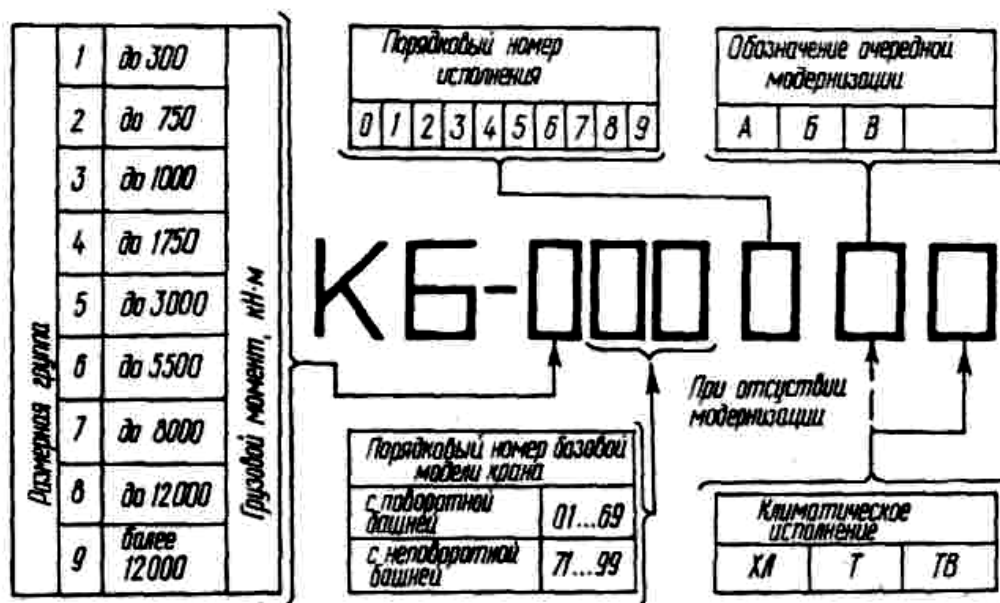


Рисунок 1.1 Порядок позначення марок баштових кранів: КБ- кран баштовий; ХЛ - північне виконання; Т- тропіки; ТВ - тропіки вологі

При цьому цифри від 01 до 69 привласнюються кранам з поворотною вежею, а з 71 по 99 - кранах з неповоротною вежею. Після крапки вказується номер виконання, що відрізняється від базової моделі, наприклад довжиною стріли, висотою підйому, величиною максимальної вантажопідйомності. Для базових моделей призначена цифра «нуль», що звичайно не пишеться. Далі пишеться позначення чергової модернізації (А, Б, В), а потім кліматичне виконання (ХЛ - для холодного, Т - тропічного й ТВ - тропічного вологого клімату); для помірного клімату буква не пишеться.

Розрахунки будівельних пересувних баштових кранів повинні вироблятися відповідно до ДСТУ 13994-81 «Крани баштові будівельні. Норми розрахунку».

Пневмоколісний баштовий кран призначений для монтажу великоблочних і великопанельних будівель висотою 3-5 поверхів.

Тому що крану не потрібний рейковий шлях, він є більше маневреним у порівнянні з баштовими кранами рейкового типу.

На будівельному майданчику кран працює на швидкостановлюваних аутригерах.

Всі механізми крана мають індивідуальний електропривод. Електропостачання здійснюється від дизельелектростанції, установленої на крані, однак електроенергія може надходити й від електромережі (коли власна електростанція не працює).

Пересувається кран або свій хід (у межах будмайданчика) або на буксирі трактора або автомашини. Якщо кран пересувається своїм ходом - працює двигун.

На крані встановлені дві кабіни машиніста: верхня й нижня. Управляється кран з будь-якої кабіни.

Для горизонтального переміщення вантажу при зміні вильоту вантаж підвішений на двох галузях каната, з яких одна, як звичайно, намотується на барабан вантажної лебідки, а друга, не закріплена на стрілі, намотується на додатковий конічний барабан стрілової лебідки.

При досягненні стрілою найвищого граничного положення спрацьовує кінцевий вимикач й електродвигун стрілової лебідки відключається.

Вежа крана - чотиригранна, гратчаста конструкція з кутового профілю.

Для зручності демонтажу вежа складена із двох секцій, що з'єднують пальцями. Для можливості повороту верхньої секції щодо нижньої на вежі встановлені два монтажних гідроциліндри. Вежа кріпиться до рами поворотної платформи спеціальними башмаками за допомогою пальців.

Стріла також чотиригранна, гратчастої конструкції.

Особливістю цих кранів, як і інших стрілових, є зміна вантажопідйомності, залежно від вильоту. Вони забезпечуються гратчастими стрілами різної довжини або телескопічних стріл. Для збільшення підстрілового простору стріли обладнаються короткими або довгими гуськами. Привід механізмів кранів - дизель-електричний на постійному або змінному струмі або гідравлічний.

Залежно від вантажопідйомності крана ходова частина виконується 2-, 3- або 4-осной на здвоєних пневматичних шинах.

Осі до рам кріпляться за допомогою балансірів. Приводні мости мають пристрій для вимикання диференціала, що забезпечує вищу прохідність крана при русі по прямій.

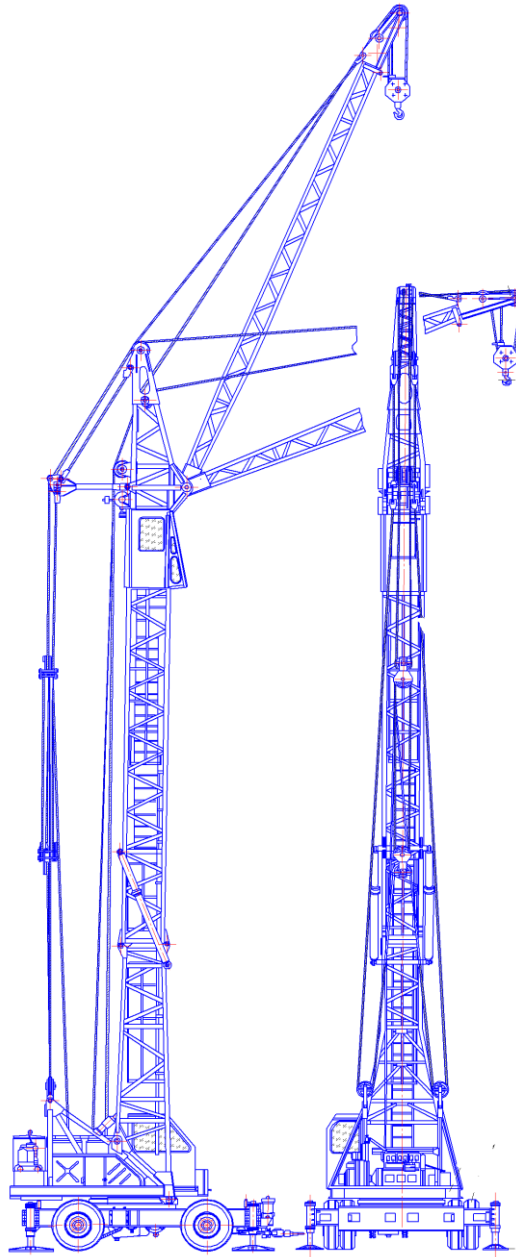


Рисунок 1.2 Схема пневмоколісного баштового крана

Пневмоколісній баштовий кран складається (рис.1.2) з ходової рами з виносними опорами 2 і ходовими колісами 7, поворотної платформи 3 з механізмами підйому вантажу, підйому стріли, повороту крана й допоміжного підйому, дизель-генераторною установкою, стріли 6, кабіни 4 і опорно-поворотний пристрої 5.

Виносні опори сприяють значному збільшенню вантажопідйомності, тому що збільшують опорну площу крана.

Керування механізмами виробляється з кабіни за допомогою важільних, гідравлічних або електричних систем керування. Крани обладнаються колісними й стоянковими гальмами, підтримується канатноблоковим пристроєм (поліспастом).

Стрілове встаткування крана (рис.1.3) може бути виконане у вигляді основної стріли 5, баштово-стрілового встаткування, стрілового встаткування з гуськом 6 або висувної стріли (оголовок стріли).

Стріла оснащена стріловим поліспастом 8 і вантажозахватним пристроєм у вигляді гака 7 для підйому штучних вантажів або грейфера для підйому сипучих і кускових матеріалів. Привод 4 на гусеничні й пневмоколісних кранах може бути одно - і багатомоторним. У першому випадку використовують дизель, у другому - дизель-електричні установки; від них приводяться в рух всі механізми крана.

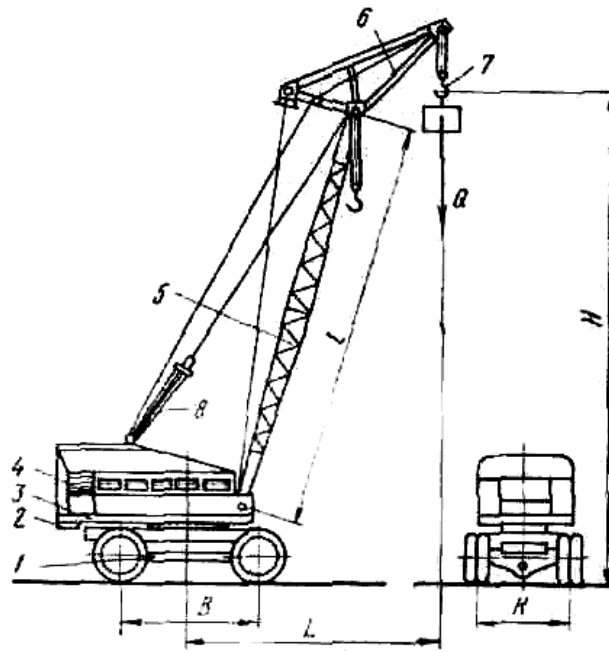


Рисунок 1.3 Пневмоколісний кран зі стріловим устаткуванням.

На кранах з дизель-електричними установками кожен механізм приводиться в рух від індивідуального електродвигуна; при одномоторному приводі всі механізми одержують рух від загального двигуна через систему

проміжних передач.

Вантажна лебідка служить для підйому й опускання вантажу, стрілова - для підйому й опускання стріли. Механізм повороту крана призначений для обертання поворотної платформи в будь-яку сторону.

Вантажні лебідки (головний і допоміжна) і механізм повороту приводяться асинхронними трифазними електродвигунами з фазним ротором, а стрілова лебідка - асинхронним короткозамкненим двигуном. Частота обертання двигунів вантажних лебідок і механізму повороту регулюється переключенням рукоятки контролера в положення друге - п'яте, при цьому опір у ланцюзі ротора відповідного двигуна буде зменшуватися, а частота обертання його зростає. Для розширення діапазону регулювання частоти обертання двигунів вантажних лебідок і механізму повороту в схемі передбачене частотне регулювання двигунів. Частота струму змінюється в межах від 37,5 до 50 Гц, а напруга від 320 до 400 В з допомогою зміни частоти обертання генератора від 750 до 1000 хв⁻¹. Частоту обертання генератора змінюють шляхом зміни частоти обертання двигуна базового автомобіля педаллю подачі палива.

Електрична схема привода передбачає можливість живлення електродвигунів не тільки від генератора, але й від зовнішнього джерела трифазного струму напругою 380 В и частотою 50 Гц. До зовнішнього джерела живлення привод крана приєднують через штепсельну розетку.

Трансмісія кожного робочого органа кранів з електроприводом виконана у вигляді окремих, не залежних друг від друга механізмів.

Керування основними механізмами крана електричне, керування поворотом коліс, коробкою передач, включенням переднього мосту, стояночним гальмом і установкою виносних опор - гідравлічне. Для керування колісними гальмами й гідроциліндрами стоянкових гальм використовується пневматична система, що застосовується також для накачування шин.

2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1 Вибір та розрахунок геометричних та масових параметрів крана

Ексцентриситет розташування вежі (рис.2.1)

$$e_0 = (0,04 \div 0,05)A = 0,04 \cdot 12,5 = 0,5 \text{ м.} \quad (2.1)$$

Винос шарніра стріли від осі башти

$$c_1 = (0,054 \div 0,055)A = 0,054 \cdot 12,5 = 0,68 \text{ м.} \quad (2.2)$$

Винос шарніра стріли від осі обертання крана

$$e = e_0 + c_1 = 0,5 + 0,68 = 1,18 \text{ м.} \quad (2.3)$$

Поперечний переріз вежі

$$a_b = (0,9 \div 1,1) \frac{H}{20} = 0,9 \cdot \frac{29,5}{20} = 1,32 \text{ м.} \quad (2.4)$$

Розмір поперекового перерізу стріли

$$c_c = (0,9 \div 1,1) \frac{A}{23} = 1 \cdot \frac{12,5}{23} = 0,54 \text{ м.} \quad (2.5)$$

Винос шарніра п'яти стріли

$$h = H = 29,5 \text{ м.} \quad (2.6)$$

Висота оголовка вежі

$$h_{\text{зол}} = (0,8 \div 1,2) \frac{A}{3,6} = 1 \cdot \frac{12,5}{3,6} = 3,47 \text{ м.} \quad (2.7)$$

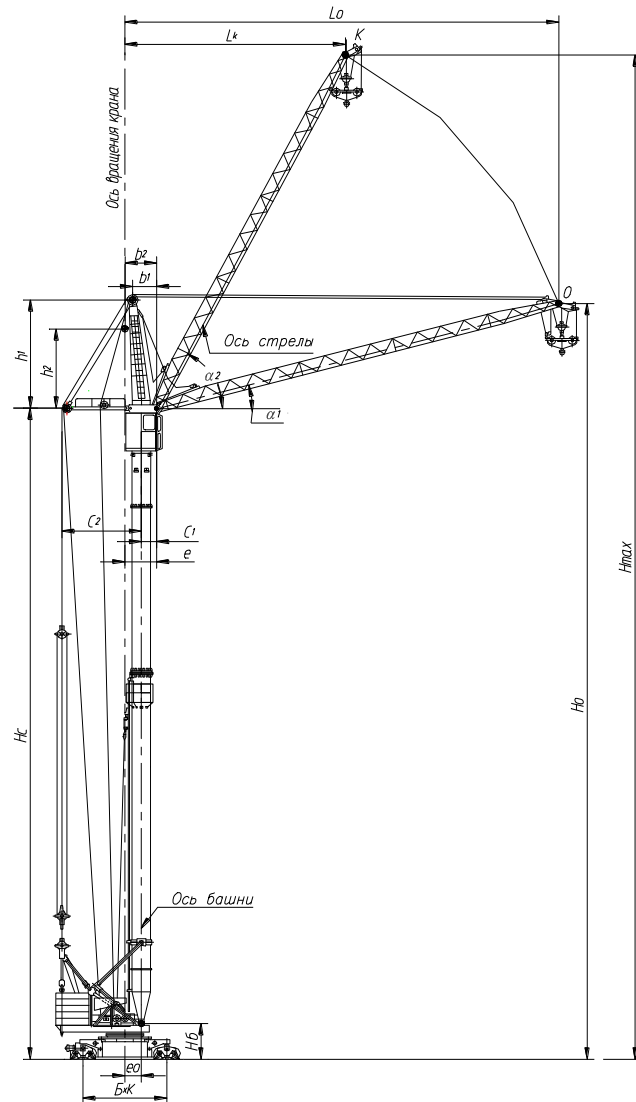


Рисунок 2.1- Схема до розрахунку розмірних параметрів баштового крану

Відстань від осі обертання крана до осі вежі

$$a_3 = x_b = (1,1 \div 1,2) \frac{a_b}{2} = 1,1 \cdot \frac{1,32}{2} = 0,72 \text{ м.} \quad (2.8)$$

Відстань від осі обертання башти до п'яти стріли

$$x_o = \frac{a_b}{2} + 0,2 = \frac{1,32}{2} + 0,2 = 0,86 \text{ м.} \quad (2.9)$$

Тоді $r = a_3 = x_o = 0,72 + 0,86 = 1,58 \text{ м.}$

Довжина розпірки від осі обертання крана до осі блоку

$$L_p = (0,11 \div 0,16)H = 0,11 \cdot 29,5 = 3,2 \text{ м.} \quad (2.10)$$

Кут нахилу β стріли до обрію при $A_{\max} - 15^\circ$, при $A_{\min} - 70^\circ$.

Розрахункова довжина стріли

$$L_c = \frac{A - x_b - x_o}{\cos \beta_{\min}} = \frac{12,5 - 0,72 - 0,86}{\cos 15^\circ} = 11,3 \text{ м.} \quad (2.11)$$

Розрахунковий діаметр опоро - поворотного кола

$$D_{\text{опк}} = (1,4 \div 1,55)a_b = 1,4 \cdot 1,32 = 1,74 \text{ м} \quad (2.12)$$

Ширина поворотної платформи (не більш 3,1 м)

$$B_1 = (0,75 \div 1)K = 0,75 \cdot 3 = 2,25 \text{ м.} \quad (2.13)$$

Радіус хвостової частини поворотної платформи

$$R = (1,1 \div 1,2)3,2 = 4 \text{ м.} \quad (2.14)$$

Висота розташування стріли

$$H_c = H - L_c \cdot \sin \alpha = 29,5 - 11,3 \cdot \sin 0,78 = 18,5 \text{ м.} \quad (2.15)$$

Висота розташування вантажних блоків на башті

$$h_2 = (0 \div 1)A = 0,8 \cdot 12,5 = 10 \text{ м.} \quad (2.16)$$

Загальна вага крана

$$G = 0,031M_{rp} \sqrt[3]{\frac{H}{Q}} = 0,031 \cdot 625 \sqrt[3]{\frac{29,5}{16}} = 35 \text{ т}, \quad (2.17)$$

де $M_{rp} = Q \cdot A = 160 \cdot 12,5 = 625 \text{ кН.м}$ – вантажний момент.

Маса металоконструкції

$$G_{mk} = 0,41 \cdot G = 0,41 \cdot 35 = 14,35 \text{ т}. \quad (2.18)$$

Маса механізмів та електрообладнання

$$G_{mex} = 0,25 \cdot G = 0,25 \cdot 35 = 8,75 \text{ т}. \quad (2.19)$$

Маса баласту

$$G_{бал} = K_2 \cdot G = 0,34 \cdot 35 = 12. \quad (2.20)$$

Маса стріли

$$G_c = 0,035 \cdot G = 0,035 \cdot 35 = 1,22 \text{ т}. \quad (2.21)$$

Маса башти

$$G_b = 0,13 \cdot G = 0,13 \cdot 35 = 4,5 \text{ т}. \quad (2.22)$$

Маса поворотної платформи:

$$G_{mn} = 0,1 \cdot G = 0,1 \cdot 35 = 3,5 \text{ т}. \quad (2.23)$$

Маса неповоротної рами:

$$G_{np} = 0,145 \cdot G = 0,145 \cdot 35 = 5 \text{ т}. \quad (2.24)$$

Маса механізму підйому вантажу

$$G_{zm} = 0,04 \cdot G = 0,04 \cdot 35 = 1,4 \text{ т. (2.25)}$$

Маса механізму зміни вильоту

$$G_{cm} = 0,04 \cdot G = 0,04 \cdot 35 = 1,4 \text{ т. (2.26)}$$

Маса механізму обертання крана

$$G_{Bm} = 0,03 \cdot G = 0,03 \cdot 35 = 1,05 \text{ т. (2.27)}$$

Маса механізму переміщення крана

$$G_{mn} = 0,04 \cdot G = 0,04 \cdot 35 = 1,4 \text{ т. (2.28)}$$

Маса вантажного поліспада та крюкової підвіски

$$G_{ne} = 0,005 \cdot G = 0,005 \cdot 35 = 0,175 \text{ т. (2.29)}$$

Маса стрілового поліспаду

$$G_{nc} = 0,005 \cdot G = 0,005 \cdot 35 = 0,175 \text{ т. (2.30)}$$

Маса крюкової підвіски

$$G_{kn} = 0,01 \cdot G = 0,01 \cdot 35 = 0,35 \text{ т. (2.31)}$$

Маса ходових коліс та шин (4 комплекти по 2)

$$G_k = 0,07 \cdot G = 0,07 \cdot 35 = 2,45 \text{ т. (2.32)}$$

Маса кабіни управління

$$G_k = 0,02 \cdot G = 0,02 \cdot 35 = 0,7 \text{ т.} \quad (2.33)$$

Визначаємо швидкість робочих рухів.

Орієнтовно швидкість підйому вантажу для висотних кранів

$$V = \frac{H \left(1 + \frac{1}{\beta} \right) + 3}{1,09 \sqrt{Q} - 1,1} = 18 \text{ м/хв.} = 0,27 \text{ м/с,}$$

де H - висота підйому вантажу, м;

$\beta = \frac{v_{\max}}{v_{\min}}$ - коефіцієнт оптимальних швидкостей,

v_{\max} - максимальна швидкість опускання гака без вантажу;

v_{\min} - швидкість підйому вантажу номінальна;

Q - вантажопідйомність, т.

Швидкість переміщення крана $V_k = 20 \div 40$ м/хв. Приймаємо $V_n = 0,3$ м/с.

Відстань між виносними опорами:

В поздовжньому напрямку

$$K_1 = (0,95 \div 1,05)(1,2\sqrt[3]{Q} + 1) = 1(1,2\sqrt[3]{16} + 1) = 3,04 \text{ м}$$

База $B = 4,9 \div 5,2$ м.

Приймаємо в робочому стані $B = 5$ м, в непрацюючому стані $B = 4$ м.

Маса ходової частини

$$G_1 = (0,9 \div 1,1)2,7\sqrt{Q} = 1,1 \cdot 2,7\sqrt{16} = 5 \text{ т.}$$

Маса ходової частини

$$G_2 = G - G_c - G_1 = 35 - 0,88 - 5 = 29,12 \text{ т.}$$

Вертикальне навантаження на опорно-поворотний пристрій

$$P = G_2 + G_c + Q = G - G_1 + Q = 291 - 50 + 50 = 291 \text{ кН.}$$

Момент

$$M = Q \cdot A - G_2 \frac{R}{2} = 50 \cdot 12,5 - 291 \frac{1,7}{2} = 378 \text{ кН.м.}$$

Приймаємо опорно-поворотне коло № 4, виконання I, вагою 3,4кН, діаметром $D = 1,28 \text{ м}$ [1].

Уточнюємо відстань від осі обертання до п'яти стріли

$$r_1 = \frac{D}{2} + (0,2 \div 0,3) = \frac{1,28}{2} + 0,25 = 0,6 \text{ м.}$$

Визначаємо тиск на задній міст (при знятій стрілі)

$$P_3 = \frac{G_2 \left(\frac{B}{2} + \frac{R_k}{2} \right) + G_1 \frac{B}{2}}{B} = \frac{291 \left(\frac{5}{2} - \frac{1,7}{2} \right) + 5 \frac{5}{2}}{5} = 99 \text{ кН.}$$

Приймаючи, що кожний міст має по чотири шини, визначаємо навантаження на одну шину

$$P_3^1 = \frac{P_3}{4} = \frac{99}{4} = 25 \text{ кН.}$$

Приймаємо шини високого тиску 320-508 зовнішнім діаметром $1131 \pm 10 \text{ мм}$, з максимально припустимим навантаженням 38,5 кн.

2. 1. 1 Розрахунок вантажних характеристик

Вантажна характеристика є закономірністю зміни вантажопідйомності при зміні вильоту крана. При цьому, як правило, вантажний момент постійний.

Визначаємо координати центра ваги крана(рис.2.2).

Відстань від осі обертання крана до центра ваги (горизонтальна координата) при встановленні крана на горизонтальній площадці

$$c = \frac{\sum G_i l_i}{G} = \frac{G_c \left(\frac{L_c}{2} + r \right) + G_{nc} (L_c + r) + (G_b + G_k) a_3 - (G_{nm} + G_{cm} + G_{zm} + G_{vm} + G_{nc}) a_1 - G_{bal} a_2}{G} =$$

$$= \frac{12,2 \left(\frac{11,3}{2} + 1,58 \right) + 1,75(11,3 + 1,58) + (45 + 7)0,72 - (35 + 14 + 14 + 10,5 + 1,75)1 - 81,6 \cdot 2}{350} = -0,54 \text{ м} \quad (2.34)$$

де $a_1 = 1 \text{ м}$, $a_2 = 2 \text{ м}$ - прийняті конструктивно, виходячи з величини радіуса поворотної платформи ($R = 4 \text{ м}$) та рівномірного розподілення маси поворотної платформи та механізмів на неї.

Знак мінус вказує на те, що цент тяжіння зміщений вліво від осі повертання крана.

Відстань від площасті, яка проходить через опірне коло, до центра ваги крану

$$h_0 = \frac{\sum G_i l_i}{G} = \frac{(G_c + G_{nc})h + (G_b + G_{nc})h_2 + G_k(h - 1,5) + G_{nm}h_4 + (G_{cm} + G_{zm} + G_{vm})(h_4 + 1) + G_{bal}h_3 + (G_n + G_{xm} + G_{nm})h_1}{G} =$$

$$= \frac{(12,2 + 1,75)12,5 + (45 + 1,75)10 + 7(12,5 - 1,5) + 35 \cdot 2 + (14 + 14 + 10,5)(2 + 1) + 81,6 \cdot 4 + (35 + 24,5 + 14)1,04}{350} = 3,73$$

Розраховуємо утримуючий момент при положенні крана на схилі

$$M_{yd} = G[(b + c)\cos \alpha - h_0 \sin \alpha] =$$

$$= 350[(3 + 0,54)\cos 2,86 - 3,73 \sin 2,86] = 1185 \text{ кН.м} \quad (2.35)$$

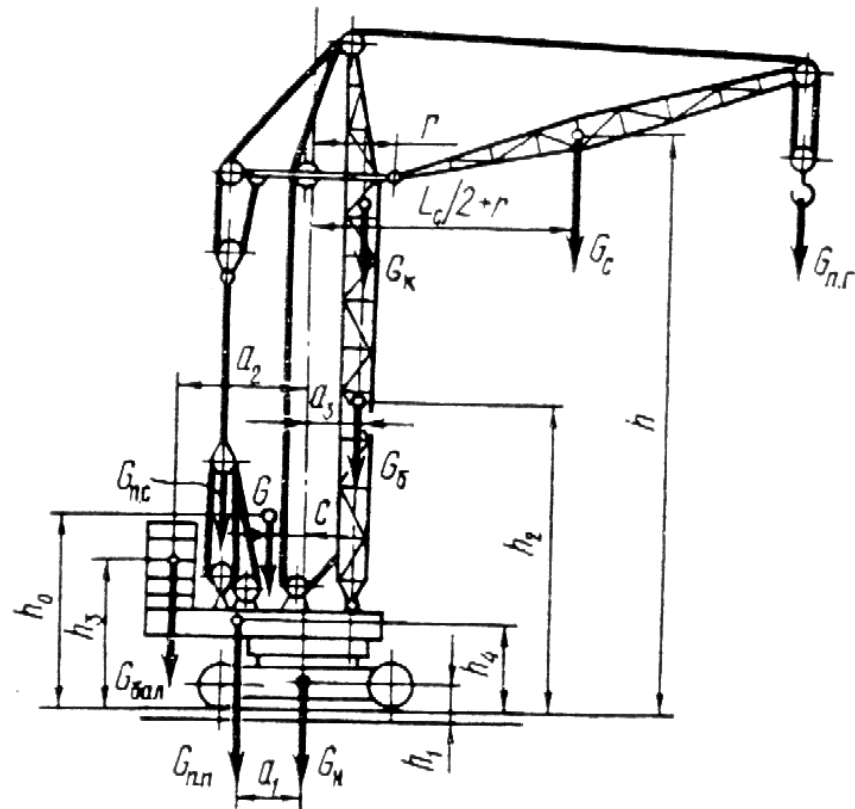


Рисунок 2.2 Схема для розрахунку координат центру ваги

$$\text{де } \alpha = \left(\frac{0,05}{B} + 0,04 \right) 57,29^\circ = \left(\frac{0,05}{5} + 0,04 \right) 57,29^\circ = 2,86^\circ.$$

При куту нахилу стріли 48°

$$M_{yd} = 350[(3 + 0,69)\cos 2,86 - 4,07\sin 2,86] = 1360 \text{ кН.м.}$$

При куту нахилу стріли 70°

$$M_{yd} = 350[(3 + 0,84)\cos 2,86 + 4,16\sin 2,86] = 1412 \text{ кН.м.}$$

$M_{rp} = 625 \text{ кН.м}$ – вантажний момент.

Враховуючі, що величина утримуючого моменту для різних положень більше в 1,5...2 рази прийнятого вантажного моменту, вважаємо, що геометричні і масові характеристик крану та комбінації на заданому етапі розрахунків, задовольняють.

2.2 Розрахунок механізму підйому вантажу

Дані для розрахунку:

Нормативна вантажопідйомність $Q = 16,0$ т,

Швидкість підйому $V_{н.р.} = 0,3$ м/с,

Висота підйому при мінімальному вильоті $H = 29,5$ м,

Режим роботи - середній.

2.2.1 Вибір кінематичної схеми механізму підйому

Механізм підйому вантажу (рис. 2.3) складається з електродвигуна - 1, гальма - 2, редуктора - 3, дизель-генераторного пристрою 4.

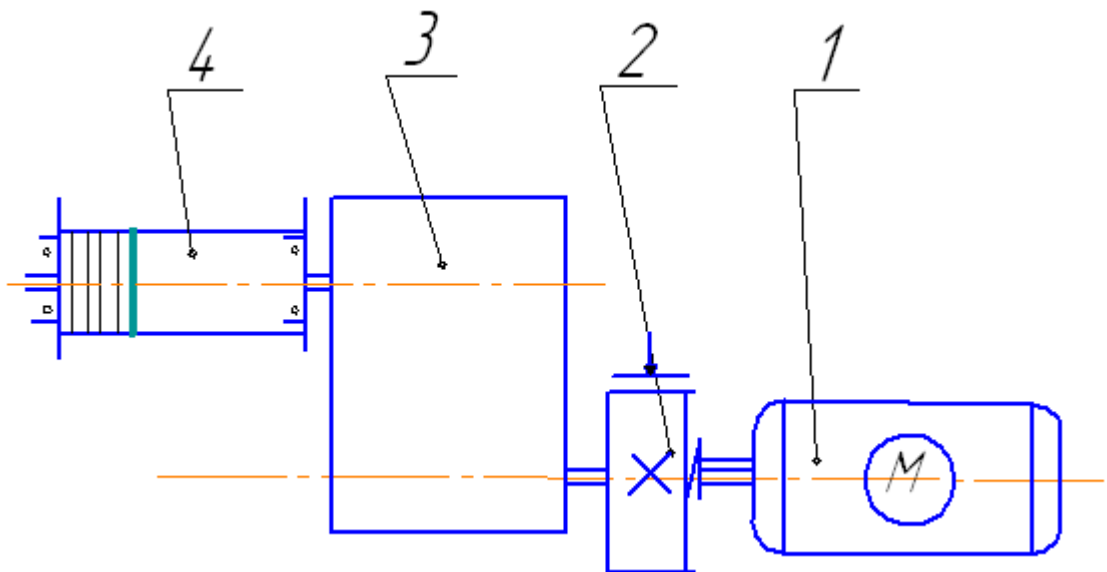


Рисунок 2.3 - Кінематична схема механізму підйому

Механізм підйому вантажу повинен розраховуватися на дію нормативної та випадкової складової, визначаємо по формулі:

$$S_Q = K_3 Q^H = 0,06 \cdot 5 = 0,3 \text{ т} \quad (2.36)$$

Тоді розрахункова вантажопідйомність

$$Q=16+0.3=16.3\text{т.} \quad (2.37)$$

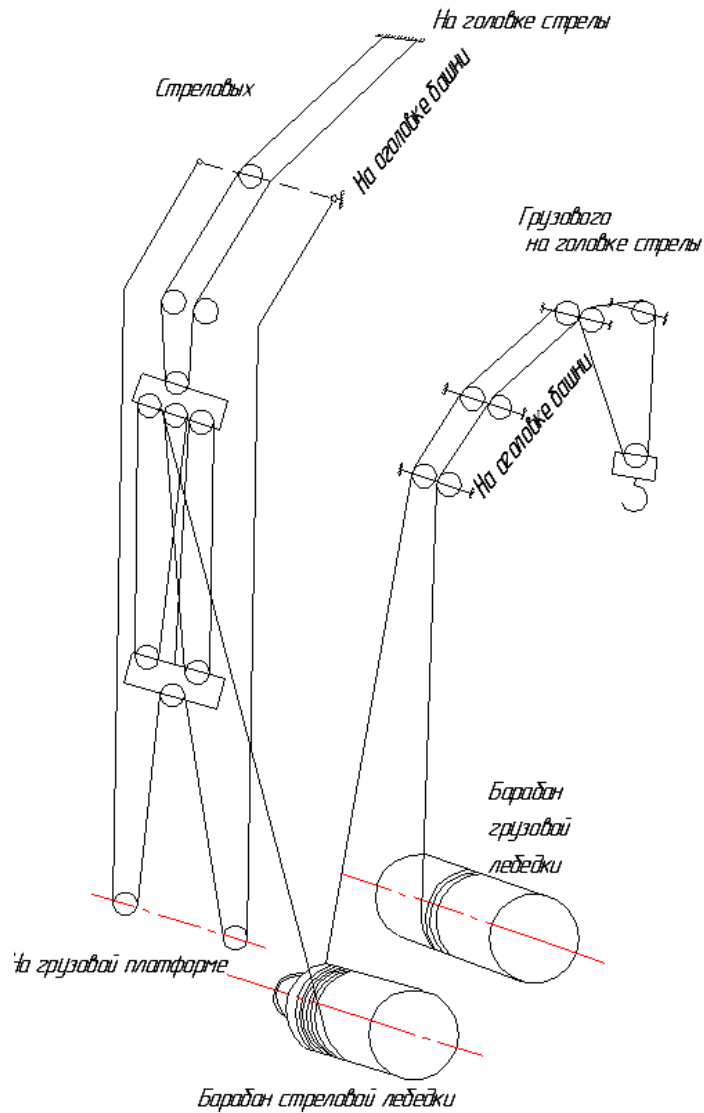


Рисунок 2.4 - Схема запасовки вантажного каната

2.2.2 Розрахунок та вибір каната та барабана

Приймаємо простий поліспаст кратністю $u=2$.

ККД поліспасти

$$\eta_m = \frac{(1 - \eta_0^u) \cdot \eta_0}{(1 - \eta_0) \cdot u} = \frac{(1 - 0,98^2) \cdot 0,98}{(1 - 0,98) \cdot 2} = 0,97. \quad (2.38)$$

Загальний ККД канатно - блочної системи (з урахуванням відхиляючого блоку)

$$\eta_0 = \eta_n \cdot \eta_o = 0,97 \cdot 0,98 = 0,95 .$$

Максимальне зусилля в гілці каната, що сприймається барабаном

$$S_{\max} = \frac{Q}{z \cdot \eta_0} = \frac{53000}{2 \cdot 0,95} = 27894 \text{ Н}, \quad (2.39)$$

де $Q = 53000$ - вага вантажу;

$z = 2$ - число гілок, на яких підвішена вага;

$\eta_0 = 0,95$ - ККД канатно-блочної системи;

Розрахункове розривне зусилля

$$S_p = S_{\max} \cdot n_k = 27894 \cdot 5,5 = 153417 \text{ Н}, \quad (2.40)$$

де $n_k = 5,5$ - коефіцієнт запасу міцності каната при середньому режимі С роботи механізму.

Обираємо канат (17,5-Г-1-Н-1660) вантажний з лінійним дотиком проволоку, конструкції 6х25 з органічним сердечником, першої марки, з проволоки без покриття, правої хрестової звиви, діаметром 17,5мм з розривним зусиллям $S_p=153500$ Н, з межею міцності 1568 МПа (ДСТУ 7665-80, дод.VI) [1].

Мінімальний діаметр барабана та блоків по центру витків канату

$$D_b \geq d_k \cdot e = 17,5 \cdot 18 = 315 \text{ мм}, \quad (2.41)$$

де $e = 18$ табл.34,[1].

Приймаємо конструктивно $D_b = 400$ мм.

З обліку намотаного канату $D_b = 417,5$ мм.

Довжина канату, що намотується на барабан при підйомі

$$l_{\text{раб}} = H \cdot u = 29,5 \cdot 2 = 59 \text{ м} \quad (2.42)$$

Кількість робочих витків

$$z_{\text{раб}} = \frac{l_{\text{раб}}}{\pi \cdot D} = \frac{59}{3,14 \cdot 0,4175} = 45 \text{ витків.} \quad (2.43)$$

Загальна кількість витків

$$z_{\text{обц}} = z_{\text{раб}} + z_{\text{зан}} + z_{\text{закр}} = 45 + 2 + 5 = 52 \text{ витки.} \quad (2.44)$$

$z_{\text{зан}} = 2$ - мінімальна кількість запасних витків;

$z_{\text{закр}} = 5$ - мінімальна кількість для закріплення канату (три витки) з урахуванням ділянок з обох боків барабану на виході різця

при

виготовленні нарізки.

Необхідна довжина барабану при одношаровій навивці

$$L_b = z_{\text{обц}} \cdot t = 52 \cdot 20 = 1040 \text{ мм.} \quad (2.45)$$

де $t = d_k + (2 \div 3) = 17,5 + 2,5 = 20 \text{ мм}$ - шаг канату для барабану з нарізкою (рис.2.5).

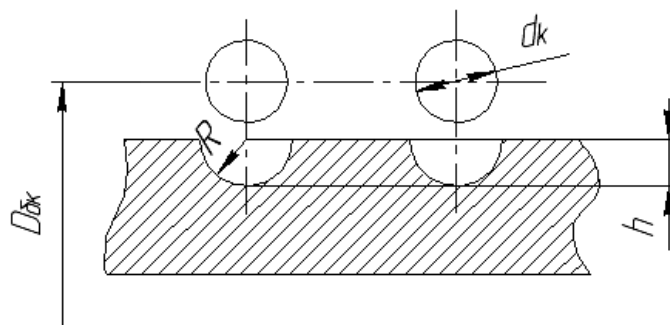


Рисунок 2.5 Профіль канавок барабану

Оскільки конструктивно буде важко виконати механізм з таким барабаном, приймаємо навивку у три шари.

Тоді розрахунковий діаметр барабана збільшиться на два діаметри канату і складе:

$$D_b = 417,5 + 2 \cdot 17,5 = 452,5 \text{ мм.}$$

2.2.3 Вибір електродвигуна та редуктора

Статична потужність електродвигуна при підйомі номінального вантажу

$$N_{\text{дв}} = \frac{Q_{\text{сп}} \cdot V_{\text{п}}}{\eta_{\text{м}}} = \frac{53 \cdot 0,3}{0,85} = 18,7 \text{ кВт,} \quad (2.46)$$

де $V_n = 18 \text{ м/хв} = 0,3 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу

$\eta_{\text{м}} = \eta_n \cdot \eta^t \cdot \eta_o \cdot \eta_p = 0,97 \cdot 0,97^2 \cdot 0,98 \cdot 0,94 = 0,85$ - ККД механізму;

$\eta_o = 0,98$ - ККД барабана;

$\eta_n = 0,97$ - ККД поліспасти;

$\eta = 0,97$ - ККД блоків;

$\eta_p = 0,94$ - ККД двохступінчастого циліндричного редуктора.

Приймаємо електродвигун типа МТФ 411-6 (дод.ХІ) з параметрами:

$N_{\text{дв}} = 27 \text{ кВт}$ (при ПВ=25%); $n_{\text{дв}} = 955 \text{ об/хв}$ $\omega = 99,9 \text{ рад/с}$; $M_{\text{макс}} = 650 \text{ Н.м}$;

$J_p = 0,510 \text{ кг.м}^2$; маса електродвигуна 280 кг[1].

Швидкість намотування канату на барабан

$$V_k = V_n \cdot 2 = 0,3 \cdot 2 = 0,6 \text{ м/с.} \quad (2.47)$$

Частота обертання барабана

$$n_{\text{дв}} = \frac{60V_n}{\pi \cdot D_b} = \frac{60 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 0,4525} = 25,34 \text{ об/хв.} \quad (2.48)$$

Передаточне число механізму (рис.2.2)

$$i_m = i_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_o} = \frac{955}{25,34} = 37,68. \quad (2.49)$$

Приймаємо редуктор Ц2-350 (дод.ХХV) для середнього режиму роботи при частоті обертання вхідного валу 1000 об/хв з характеристиками: $i_p = 41,34$ - передаточне число; $N_{\text{дв}} = 17,3$ кВт - потужність [1].

Фактична швидкість підйому:

$$V_{\phi} = 0,3 \frac{37,68}{41,34} = 0,3 \text{ м/с.}$$

2.2.4 Перевірка обраного двигуна на тривалість часу пуску

Визначаємо середній час пуску при підйомі номінального вантажу

$$t_n = \frac{J_{np} \omega}{M_{n.cp} - M_{CT}} = \frac{0,47 \cdot 99,9}{476 - 170} = 0,15 \text{ с,} \quad (2.50)$$

де J_{np} - момент інерції механізму підйому при пуску, приведений к валу двигуна;

$$J_{np} = \delta(J_p + J_m) \frac{Q_{zp} \cdot R_b^2}{(ui_n)^2 \eta_m} = 1,2(0,510 + 0,471) \frac{5300 \cdot 0,2263^2}{2^2 \cdot 41,34^2 \cdot 0,85} = 0,47 \text{ кг.м}^2 \quad (2.51)$$

$J_m = 0,471 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ - момент інерції муфти з гальмовим шківом,

яка з'єднує вали двигуна та редуктора;

$J_p = 0,510 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

$M_{n.ср}$ - середній пусковий момент;

$$M_{n.ср} = \frac{M_{\max} + 1,1M_n}{2} = \frac{650 + 1,1 \cdot 275}{2} = 476 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (2.52)$$

M_n - номінальний момент двигуна;

$$M_n = 9550 \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9550 \frac{27}{955} = 275 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{cm} = \frac{QD_{\delta}}{2i_p \eta_m} = \frac{53000 \cdot 0,4525}{2 \cdot 2 \cdot 41,34 \cdot 0,85} = 170 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (2.53)$$

Середнє прискорення

$$a_{ср} = \frac{0,3}{0,15} = 2 \text{ м/с}^2.$$

2.2.5 Перевірка двигуна по моменті

Умова правильності вибору електродвигуна

$$K \cdot M^H \leq m_0 \cdot M^P,$$

де $K=1,5$ – коефіцієнт перевантаження;

M^H - момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень,

$$M^H = \frac{Q^H D_{\delta}}{2i_p \eta_m} = \frac{50000 \cdot 0,4525}{2 \cdot 2 \cdot 41,34 \cdot 0,85} = 161 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.54)$$

де $Q^H = 50000$ Н – вага вантажу;

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76$ - коефіцієнт умов роботи;

$m_1 = 0,95$ - коефіцієнт відповідальності при II класі відповідальності
крана і II класі відповідальності елемента;

$m_2 = 0,8$ - коефіцієнт, що враховує умови роботи;

$M^p = M_{\max} = 650$ Н.м - максимальний момент двигуна.

Тоді

$$1,5 \cdot 161 \leq 0,76 \cdot 955$$

$$242 \leq 726.$$

Отже, обраний двигун задовольняє перевірці за моментом.

2.2.6 Визначення гальмового моменту й вибір гальма

Розрахунковий гальмовий момент

$$M_T = k_T \cdot M_{CT.T} = 1,75 \cdot 123 = 215 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.55)$$

де $k_T = 1,75$ - коефіцієнт запасу гальмування;

$M_{CT.T}$ - статичний гальмовий момент;

$$M_{CT.T} = \frac{QD_o \eta_m}{2u i_p} = \frac{53000 \cdot 0,4525 \cdot 0,85}{2 \cdot 2 \cdot 41,34} = 123 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Приймаємо двоколодове гальмо (дод. XXXIII) ТКТ-200 с максимальним гальмовим моментом $M_T=300$ Н·м і регулюємо на розрахунковий гальмовий момент за рахунок зміни довжини робочої пружини [1].

Тоді час гальмування

$$t_n = \frac{J_{np} \omega}{M_T - M_{ст.т}} = \frac{0,38 \cdot 99,9}{215 - 123} = 0,47 \text{ с}, \quad (2.56)$$

де J_{np} - момент інерції механізму підйому при гальмуванні, наведений до вала двигуна,

$$J_{np} = \delta(J_p + J_m) \frac{Q_{сп} \cdot R_b^2 \cdot \eta_m}{(u i_n)^2} = 1,2(0,510 + 0,471) \frac{5300 \cdot 0,2263^2 \cdot 0,85}{2^2 \cdot 41,34^2} = 0,138 \text{ кгм}^2.$$

2.2.7 Перевірка гальма по максимальному моменту

Умова правильності вибору гальма

$$K \cdot M^H \leq m_0 \cdot M^P,$$

де K - коефіцієнт перевантаження

$$K = 1 + K_1 \cdot K_2$$

$K_1 = 5$ - для II класу відповідальності крана й II класу відповідальності елемента

(табл.23) [1];

$$K_2 = \frac{S_Q}{Q^H} = \frac{3000}{50000} = 0,06 \quad - \quad \text{коефіцієнт мінливості, обумовлений}$$

відношенням зусилля від середнього квадратичного відхилення випадкової складової ($S_Q = 3000 \text{ Н}$) до зусилля від нормативних складових

($Q^H = 50000 \text{ Н}$).

$$K = 1 + 5 \cdot 0,06 = 1,3;$$

де $M^H = 161 \text{ Н}\cdot\text{м}$ - момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень;

$$M^P = M_T = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тоді, одержимо

$$1,3 \cdot 161 \leq 0,76 \cdot 300$$

$$209 < 228.$$

Отже, обраний гальмо задовольняє перевірки за моментом.

2.2.8 Вибір і перевірочний розрахунок гакової підвіски

Обираємо перший тип гакової підвіски (рис.2.6). По заданій вантажопідйомності $Q = 16$ т обираємо однорогий гак № 15 (рис.2.7) для середнього режиму - А4 (дод. VII) [7].

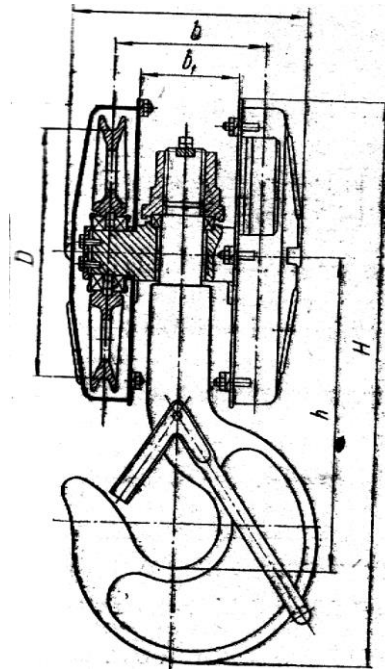


Рисунок 2.6 Гакова підвіска

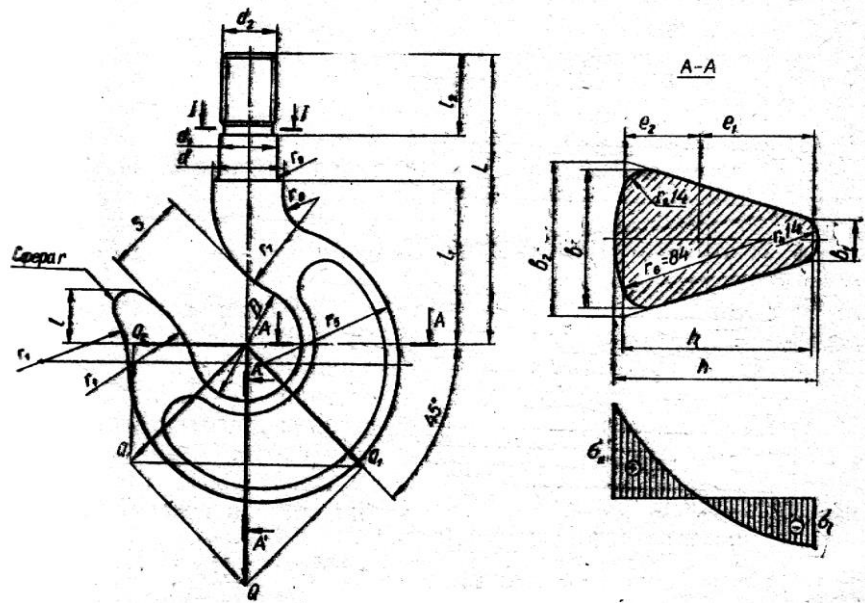


Рисунок 2.7 Гак однорогий № 13

2.2.8.1 Розрахунок гайки гака

Висота гайки гака повинна бути не менш [7]:

$$H = \frac{4G_{zp} \cdot t}{\pi \cdot (d_2^2 - d_B^2) \rho} = \frac{4 \cdot 50000 \cdot 0,6}{3,14 \cdot (42^2 - 34,2^2) 30} = 2,16 \text{ см} \quad (2.57)$$

Конструктивно приймаємо висоту гайки $H = 30$ мм.

Різьблення шийки гака - метрична M42 із внутрішнім діаметром $d_B = 34,2$ мм

$$d_2 = 52 \text{ див.}$$

$\rho = 30 \dots 35$ МПа - допускає напругу, що, на змінання

(матеріал гайки сталь 45).

Для метричного різьблення висота гайки

$$H = 1,2d_2 = 1,2 \cdot 42 = 50,4 \text{ мм.} \quad (2.58)$$

Висота гайки з урахуванням установки стопорної планки $H = 50$ мм.

Зовнішній діаметр гайки

$$D_H = 1,8d_2 = 1,8 \cdot 42 = 75,6 \text{ мм} \quad (2.59)$$

2.2.8.2 Вибір упорного підшипника

Приймаємо підшипник по статичному навантаженню середньої серії № 8309 при діаметрі шийки $d_1 = 45$ мм, $C_o = 133,3$ кН, $D = 85$ мм, $H = 28$ мм (дод. IX) [7]

Розрахункове навантаження на підшипник повинна бути дорівнює або менше статичної вантажопідйомності

$$Q_p = k_o Q = 1,2 \cdot 50000 = 60000 < C_o = 133300 \text{ Н,}$$

де $k_o = 1,2$ – коефіцієнт безпеки (дод. X) [7].

2.2.8.3 Розрахунок траверси гака

Траверса виготовлена зі сталі 45, що має межу міцності $\sigma_B = 61$ МПа, границя текучості $\sigma_T = 43$ МПа, границя витривалості $\sigma_{-1} = 25$ МПа.

Розрахункове навантаження на траверсу $Q_p = 62500$

Визначасмо максимальний згинальний момент у перетині А-А[7].

$$M_{uz.A-A} = \frac{Q_p b}{4} = \frac{62500 \cdot 0,266}{4} = 3990 \text{ Н. м} \quad (2.60)$$

Знаходимо момент опору середнього перетину траверси

$$W = \frac{M_{uz}}{[\sigma]} = \frac{3990}{90} = 44,33 \text{ см}^3 \quad (2.61)$$

Тому що напруги в траверсі змінюються по пульсуючому циклі, те

$$[\sigma] = \frac{1,4\sigma_{-1}}{[n]k'} = \frac{1,4 \cdot 250}{1,6 \cdot 2,4} = 90.$$

Момент опору середнього перетину траверси (рис.2.8), ослабленої отвором

$$W = \frac{1}{6}(b_1 - d_2)h^2$$

де $d_2 = d_1 + (2...5) = 45 + 5 = 50$ мм;

$b_1 = D_1 + (10...20) = 106 + 14 = 120$ мм.

$$\text{Висота траверси } h = \sqrt{\frac{6W}{b_1 - d_2}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 44,3}{12 - 5}} = 6,16 \text{ див.}$$

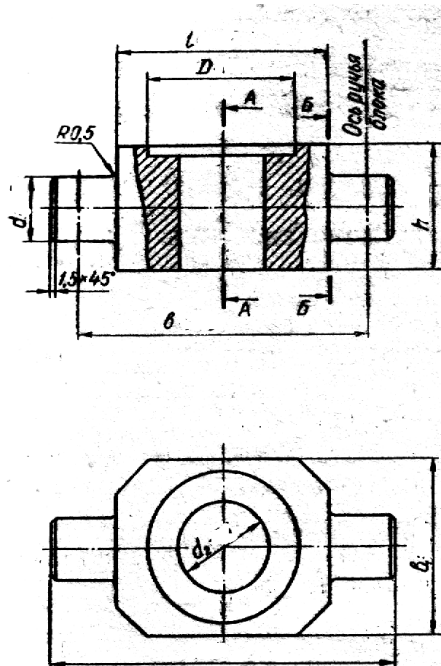


Рисунок 2.8 Траверса

Згинальний момент у перетині Б-Б

$$M_{\text{из.Б-Б}} = \frac{Q_p}{2} \left(\frac{b}{2} - \frac{1}{2} \right) = \frac{62500}{2} \left(\frac{0,266}{2} - \frac{0,176}{2} \right) = 1350 \text{ Н. м.} \quad (2.62)$$

З умов вигину визначаємо мінімальний діаметр цапфи траверси.

$$d_u = \sqrt[3]{\frac{M_{uz.B-B}}{0,1 \cdot [\sigma_u]}} = \sqrt[3]{\frac{1350}{0,1 \cdot 90}} = 5,31 \text{ см.} \quad (2.63)$$

Приймаємо діаметр цапфи траверси $d_u = 60$ мм.

2.2.8.4 Вибір підшипників для блоку підвіски

Оскільки підшипники блоків працюють при змінному режимі навантаження, те еквівалентне навантаження визначаємо по формулі:

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \dots + P_n^3 L_n}{L}} \quad (2.64)$$

де $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ - еквівалентні навантаження;

L_1, L_2, \dots, L_n - номінальні довговічності, млн. про.

Для радіальних шарикопідшипників еквівалентне навантаження при кожному режимі обчислюємо по формулі:

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_b k_t \quad (2.65)$$

де F_r - радіальне навантаження;

F_a - осьове навантаження, у нашому випадку = 0;

$X = 1, Y = 0$ - коефіцієнти радіального й осьового навантажень,

для однорядних шарикопідшипників;

$V = 1, 2$ - коефіцієнт обертання зовнішнього кільця;

$k_b = 1, 2$ - коефіцієнт безпеки (дод. X) [7];

$k_t = 1$ – температурний коефіцієнт.

З урахуванням графіка завантаження механізму підйому при середньому режимі роботи радіальні навантаження на підшипник становлять:

$$F_{r1} = \frac{Q}{4} = \frac{50000}{4} = 12500 \text{ Н}; \quad F_{r2} = 0,5F_{r1} = 0,5 \cdot 12500 = 6250 \text{ Н};$$

$$F_{r3} = 0,195F_{r1} = 0,195 \cdot 12500 = 2438 \text{ Н}; \quad F_{r4} = 0,05F_{r1} = 0,05 \cdot 12500 = 625 \text{ Н}.$$
(2.66)

Еквівалентні навантаження при кожному режимі:

$$P_1 = (XVF_{r1} + YF_a)k_b k_t = 1 \cdot 1,2 \cdot 12500 \cdot 1,2 \cdot 1 = 18000 \text{ Н},$$

$$P_2 = 1 \cdot 1,2 \cdot 6250 \cdot 1,2 \cdot 1 = 9000 \text{ Н}, \quad P_3 = 1 \cdot 1,2 \cdot 2438 \cdot 1,2 \cdot 1 = 3511 \text{ Н},$$

$$P_4 = 1 \cdot 1,2 \cdot 625 \cdot 1,2 \cdot 1 = 900 \text{ Н}.$$

Довговічність підшипника номінальна при кожному режимі навантаження:

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h = \frac{60 \cdot 16,38}{10^6} 3500 = 3,44, \quad (2.67)$$

$$L_1 = L_3 = 0,1L = 0,1 \cdot 3,44 = 0,344 \text{ млн.об.};$$

$$L_2 = 0,5L = 0,5 \cdot 3,44 = 1,72 \text{ млн.об.};$$

$$L_4 = 0,3L = 0,3 \cdot 3,44 = 1,032 \text{ млн.об.};$$

де $L_h = 3500$ ч. - ресурс підшипника.

Знаходимо частоту обертання блоку підвіски ($D_\phi = 350$ мм):

$$n = \frac{60V_\phi(u-1)}{\pi D_{\phi n}} = \frac{60 \cdot 0,3(2-1)}{3,14 \cdot 0,35} = 16,38 \text{ хв.}^{-1}. \quad (2.68)$$

Еквівалентне навантаження дорівнює:

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + P_3^3 L_3 + \dots + P_n^3 L_n}{L}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{18000^3 \cdot 0,344 + 9000^3 \cdot 1,72 + 3511^3 \cdot 0,344 + 900^3 \cdot 1,032}{3,44}} = 9282 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = L^{1/\alpha} Q = 3,44^{1/3} \cdot 9282 = 13954.$$

Для даного діаметра цапфи $d_u = 60$ мм, вибираємо шарикопідшипник радіальний однорядний середньої серії, № 312, внутрішній діаметр - $d=60$ мм, зовнішній діаметр $D=130$ мм, ширина підшипника - $B=31$ мм, динамічна вантажопідйомність $C = 64100$ (ДСТУ 8338-75, дод. XIII) [7].

2.3 Розрахунок механізму повороту крану

2.3.1 Вибір кінематичної схеми механізму повороту

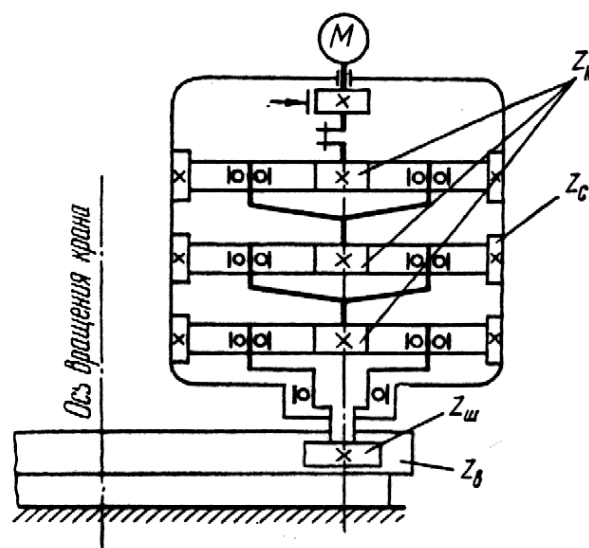


Рисунок 2.9 Кінематична схема механізму повороту крану

2.3.2 Визначення зусиль, що діють на поворотне коло

Визначимо найбільший момент, який діє на роликіве опорно-поворотне коло від нормативних складових навантажень.

Момент опору обертанню від нормативних складових навантажень, діючий на ОПК відносно вісі, яка проходить через центр кола нормально до площині підваги (рис.2.10).

$$\begin{aligned}
 M_{кр} &= [Q \cdot A + G_c \left(\frac{L_c}{2} + r \right) + G_{nc} (L_c + r) + (G_b + G_k) a_3 - \\
 &\quad - (G_{nn} + G_{cm} + G_{gm} + G_{bm} + G_{nc}) - G_{бал} a_2] = \\
 &= [50 \cdot 12,5 + 12,2 \left(\frac{12,5}{2} + 1,58 \right) + 17,5 (12,5 + 1,58) + (45 + 7) 0,72 - \\
 &\quad - (35 + 14 + 14 + 10,5 + 17,5) 1 - 81,6 \cdot 2] = 750,24 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.69)
 \end{aligned}$$

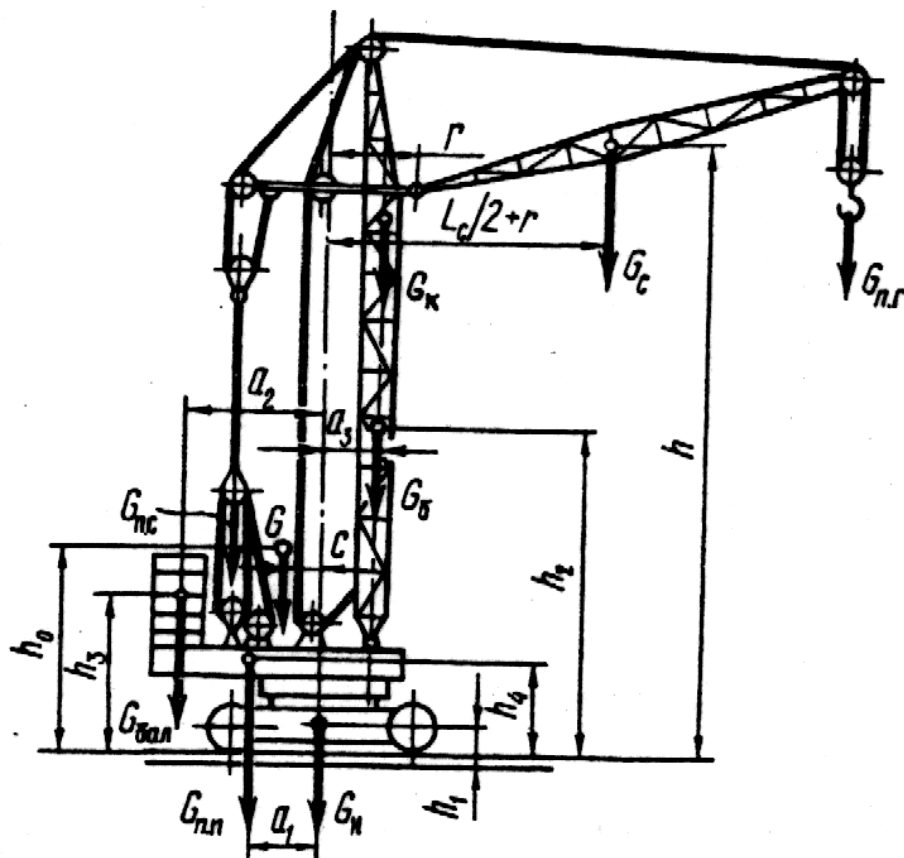


Рисунок 2.10 Схема для розрахунку координат центру підваги

Сумарне вертикальне навантаження на ОПК

$$P_{кр} = Q + G_c + G_{nz} + G_{\delta} + G_k + G_{nn} + G_{cm} + G_{zm} + G_{6m} + G_{nc} + G_{бал} =$$

$$= 50 + 12,2 + 1,75 + 45 + 7 + 35 + 14 + 14 + 10,5 + 1,75 + 81,6 = 273 \text{ кН.} \quad (2.70)$$

Обираємо роликоче опорно – поворотне коло № 6 у виконанні І з $D = 1900$ мм [дод. LIV, 1].

Розраховуємо момент опору обертанню опорно-поворотного кола по формулі:

$$\text{При } \frac{M_{кр}}{P_{кр}} \leq \frac{r_{кр}}{2}$$

$$M_{ск} = f \frac{P_{кр} \cdot r_{кр}}{\sin \alpha} \quad (2.71)$$

$$\text{При } \frac{M_{кр}}{P_{кр}} \geq \frac{r_{кр}}{2}$$

$$M_{ск} = \frac{f}{\sin \alpha} \left[P_{кр} \cdot r_{кр} + \delta_{кр} \left(M_{кр} - \frac{P_{кр} \cdot r_{кр}}{2} \right) \right], \quad (2.72)$$

$$\text{де } \delta = 1,3 - 3 \cdot 10^{-4} \cdot P_{кр} = 1,3 - 3 \cdot 10^{-4} \cdot 273 = 1,21;$$

$f = 0,012$ - приведений коефіцієнт опору для роликочих кіл;

$f = 0,01$ - для шарикових;

$$r_{кр} = \frac{D_4}{2} = \frac{1,28}{2} = 0,64 \text{ м - середній радіус опорного кола по доріжці катання;}$$

$D_4 = 1,28$ м - середній діаметр опорно - поворотного кола;

$\alpha = 45^\circ$ - кут нахилу к горизонталі сил, діючих на ролики або шарики опорного кола, град.

Розрахунковий діаметр опорно-поворотного кола

$$D_{ок} = (1,4 \div 1,55) a_b = 1,4 \cdot 1,32 = 1,74 \text{ м.}$$

В нашому випадку:

$$M_{ck} = \frac{0,012}{\sin 45} \left[273 \cdot 0,64 + 1,21 \left(750,24 - \frac{273 \cdot 0,64}{2} \right) \right] = 15,59 \text{ кН.м.} \quad (2.73)$$

Визначаємо розрахунковий момент опору обертанню крану

$$M_p = M_{ck} + M_B + M_y + M_\delta, \quad (2.74)$$

де $M_{ck} = 15,59 \text{ кН.м}$ - момент опору обертанню ОПК від тертя;

M_B - момент під дією сил вітра;

M_y - момент сил при нахилі крана;

M_δ - момент, здійснений середнім квадратичним відхиленням випадкової

складової динамічного навантаження.

Момент від сил вітру

$$M_B = M_{в.кр} + M_{в.гр}. \quad (2.75)$$

Момент від сил вітру, що діє на кран

$$M_{в.кр} = W_c \left(\frac{L_c}{2} + r \right) + W_\delta a_3 - W_{\delta a1} \cdot a_2 - W_{nn} \cdot a_\delta. \quad (2.76)$$

Сили тиску вітру на елементи крана (рис.2.11)

На стрілу:

$$W_c = F_c \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 4,43 \cdot 0,125 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1,04 \text{ кН,} \quad (2.77)$$

$$F_c = L_c \cdot c_c \cdot \varphi_c = 11,3 \cdot 1,3 \cdot 0,3 = 4,4 \text{ м}^2,$$

де F_c - тіньова площа стріли;

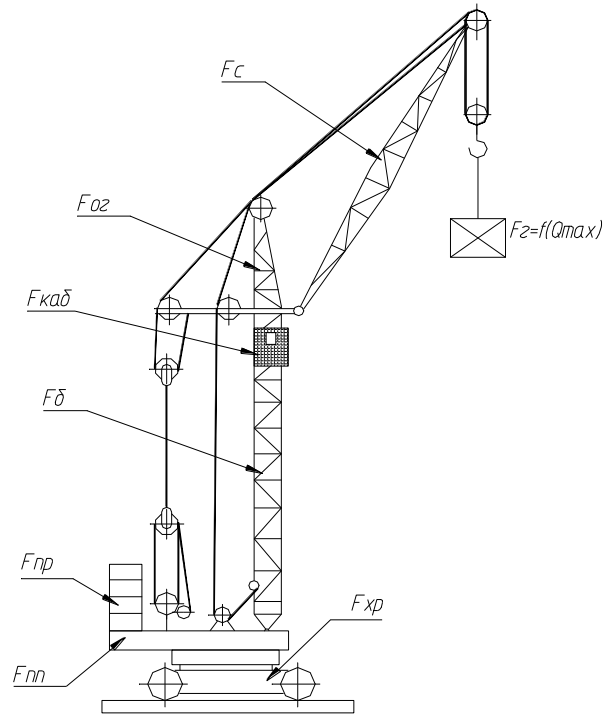


Рисунок 2.11 - Схема розташування бокових підвітряних площ крану

$L_c = 11,3$ м – довжина вертикальної грані стріли;

$\varphi_c = 0,1 \div 0,5$ - коефіцієнт заповнення;

$c_c = 1,3$ м- висота вертикальної грані стріли конструкції;

$c = 1,5$; $k=1,25$; $n = 1$; $q = 0,125$ Па.

На башту

$$W_o = F_b \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 12,3 \cdot 0,125 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 2,88 \text{ кН}, \quad (2.78)$$

де F_b - тіньова площа башти,

$$F_b = H_b \cdot a_b \cdot \varphi_b = 30,97 \cdot 1,32 \cdot 0,3 = 12,3 \text{ м}^2,$$

$$H_b = h + h_{\text{зол}} - h_4 = 29,5 + 3,47 - 2 = 30,97 \text{ м},$$

$\varphi_b = 0,3$ - коефіцієнт заповнення;

$a_b = 1,32$ м - розмір поперекового перетину башти;

На обертальну платформу

$$W_{mn} = F_{mn} \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 1,11 \cdot 0,125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,15 \text{ кН}, \quad (2.79)$$

$$F_{mn} = \left(R - \frac{a_b}{2} \right) h_{mn} \varphi_{mn} = \left(1,7 - \frac{1,32}{2} \right) 1 \cdot 1 = 1,11 \text{ м}^2,$$

де F_{mn} - тіньова площа поворотної платформи;

$R = 1,7$ - радіус хвостової частини;

$a_b = 1,32$ м - розмір поперекового перетину башти;

$h_{mn} = 1$ - приймаємо висоту поворотної платформи з механізмами;

$\varphi_{mn} = 1$ - коефіцієнт заповнення;

$c = 1,2$; $k=1$; $n = 1$; $q = 125$ Па.

На баласт

$$W_{бал} = F_{бал} \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 3,875 \cdot 0,125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,58 \text{ кН},$$

$$F_{бал} = b \cdot h = 1,55 \cdot 2,5 = 3,875 \text{ м}^2,$$

$h = 2,5$ м – висота баласту;

b - ширина баласту, розраховується як одна з граней паралелепіпеда масою

$G_{бал} = 12$ т з гранями: $h \cdot b \cdot B_1 = 2,5 \cdot 1,55 \cdot 2,25 = 8,7 \text{ м}^3$.

$$\text{Тоді } M_{в.кр} = 1,04 \left(\frac{11,3}{2} + 1,58 \right) + 2,88 \cdot 0,72 - 0,58 \cdot 1 - 0,15 \cdot 2 = 8,7 \text{ кН.м.}$$

Момент від сил вітру на вантаж

$$M_{в.зр} = F_{rp} \cdot k \cdot c \cdot A \cdot q = 7,1 \cdot 1,55 \cdot 1,2 \cdot 12,5 \cdot 0,125 = 21 \text{ кН.м}, \quad (2.80)$$

де $k=1,55$; $F_{rp} = 7,1 \text{ м}^2$.

Момент від сил вітру

$$M_B = M_{в.кр} + M_{в.зр} = 8,7 + 21 = 29,7 \text{ кН.м.} \quad (2.81)$$

Середнє квадратичне вітрового навантаження

$$S_w = m_n \cdot \xi \cdot W^H, \quad (2.82)$$

де W^H - нормативна складова вітрового навантаження на стрілу, башту, обертову платформу, баласт відповідно 0,29; 0,843; 0,143; 0,58 кН;

m_n - коефіцієнт пульсації; відповідно 0,1; 0,11; 0,12; 0,12;

ξ - коефіцієнт динамічності, визначений по формулі:

$$\xi = 3 \sqrt{\frac{(Q_k h_k + Q h_o)}{G \cdot \rho_k^2 + Q \rho_o^2}} = 3 \sqrt{\frac{(350 \cdot 3,73 + 50 \cdot 29,5)}{35 \cdot 3,8^2 + 5 \cdot 32^2}} = 2,1, \quad (2.83)$$

де $Q_k = G = 350$ кН. - вага крана;

$Q = 50$ кН - вага вантажу;

$G = 35$ т - маса крана;

$Q = 16$ т - маса вантажу;

$h_k = h_o = 3,73$ м - вертикальна координата центра ваги;

$h_o = H = 29,5$ м - висота підйому вантажу;

ρ_k - відстань від вісі обертання крана при коливаннях до центра ваги крана,

$$\rho_k = \sqrt{h_k^2 + c^2} = \sqrt{3,73^2 + 0,54^2} = 3,8 \text{ м},$$

ρ_o - відстань від вісі обертання крана при коливаннях до центра ваги вантажу,

$$\rho_o = \sqrt{A^2 + H^2} = \sqrt{12,5^2 + 29,5^2} = 32 \text{ м}.$$

Тоді:

для стріли $S_{wc} = m_n \cdot \xi \cdot W_c = 0,1 \cdot 2,1 \cdot 1,04 = 0,22$ кН,

для башти $S_{wb} = m_n \cdot \xi \cdot W_b = 0,11 \cdot 2,1 \cdot 2,88 = 0,66$ кН,

для платформи $S_{mn} = m_n \cdot \xi \cdot W_{mn} = 0,12 \cdot 2,1 \cdot 0,15 = 0,04$ кН,

для баласту $S_{W_{Бал}} = m_n \cdot \xi \cdot W_{Бал} = 0,12 \cdot 2,1 \cdot 0,58 = 0,15 \text{ кН}$,

для вантажу $S_{W_{зр}} = m_n \cdot \xi (F_{rp} \cdot k \cdot c \cdot q) = 0,1 \cdot 2,1 \cdot 1,86 = 0,39 \text{ кН}$,

де $W_{зр} = F_{зр} \cdot q \cdot k \cdot c = 7,1 \cdot 1,75 \cdot 1,2 \cdot 0,125 = 1,86 \text{ кН}$

Моменти від середніх квадратичних відхилень вітрового навантаження

$$M_d = S_{W_c} \left(\frac{L_c}{2} + r \right) + S_{W_{\sigma}} a_3 - S_{nn} \cdot a_1 - S_{W_{бал}} \cdot a_2 + S_{W_{зр}} A =$$

$$= 0,22 \left(\frac{11,3}{2} + 1,58 \right) + 0,66 \cdot 0,72 - 0,04 \cdot 1 - 0,15 \cdot 2 + 0,39 \cdot 12,5 = 6,63 \text{ кН.м.} \quad (2.84)$$

Момент опору обертання від схилу

$$M_y = M_{сп} \cdot \sin \alpha = 750,24 \cdot 0,008 = 6 \text{ кН.м.} \quad (2.85)$$

Тоді розрахунковий момент опору обертанню

$$M_p = M_{ск} + M_B + M_y + M_d,$$

$$M_p = 15,59 + 29,7 + 6 + 6,63 = 58 \text{ кН.м.}$$

Момент від сил інерції мас крана

$$M_{ин} = \frac{J\omega}{t_n} = \frac{351 \cdot 0,052}{0,65} = 28 \text{ кН.м,} \quad (2.86)$$

де J - сумарний момент інерції мас механізму повороту, вантажу, башти, платформи на вісі обертання крана;

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 0,5}{30} = 0,052 \text{ с}^{-1} \text{ - швидкість обертання крану;}$$

t_n - час пуску,

$$J = 1,2 \left[(Q + G_{nz}) A^2 + G_c \left(\frac{r^2 + rA + A^2}{3} \right) + (G_{\sigma} + G_{\kappa}) a_3^2 + (G_{nn} + G_{cm} + G_{zm} + G_{\sigma m} + G_{nc}) a_1^2 + G_{бал} a_2^2 \right] =$$

$$= 1,2 \left[(5 + 0,175)12,5^2 + 1,22 \cdot \left(\frac{1,58^2 + 1,58 \cdot 12,5 + 12,5^2}{3} \right) + (4,5 + 0,7) \cdot 0,72^2 \right] + (3,5 + 1,4 + 1,4 + 1,05 + 0,175) \cdot 1^2 + 12 \cdot 2^2 = 351,2$$

.87.

$$t_n = \frac{V}{a} = \frac{2\pi \cdot A \cdot n_{kp}}{a} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 12,5 \cdot 0,5}{1 \cdot 60} = 0,65 \text{ с.}$$

Розрахункова потужність двигуна (рис.2.9)

$$N_p = \frac{(M_p + M_{ин})\omega}{\eta_m \cdot \psi} = \frac{(58 + 28)0,052}{0,85 \cdot 1,65} = 3,2 \text{ кВт,} \quad (2.88)$$

де $\omega = 0,052 \text{ с}^{-1}$ - швидкість обертання крану;

$\psi = 1,5 \div 1,8$ - середньо - пусковий коефіцієнт перевантаження для

асинхронного двигуна з фазним ротором ;

$\eta_m = 0,85$ - ККД механізму [дод. X, 1].

Обираємо двигун МТФ 111-6 $N_{об} = 4,1 \text{ кВт}$ (при ПВ=25%) (дод. XI);

$n_{об} = 870 \text{ об/хв}$ $\omega = 91 \text{ рад/с}$; $M_{max} = 87 \text{ Н.м}$; $J_p = 0,0496 \text{ кг.м}^2$; маса

електродвигуна 76 кг [1].

Номінальний момент

$$M_n = 9550 \frac{N_{об}}{n_{об}} = 9550 \frac{4,1}{870} = 46 \text{ Н.м.} \quad (2.89)$$

Загальне передаточне число механізму

$$i_o = \frac{n}{n_{kp}} = \frac{870}{0,5} = 1940, \quad (2.90)$$

де $n_{kp} = 0,5$.

Розбиваємо загальне передаточне число по ступенях:

$$i_o = i_p \cdot u_{зв},$$

де i_p - передаточне число редуктора;

$u_{зв}$ - передаточне відношення зубчатого венця.

Для обраного опорно-поворотного кола число цівочних пальців $z_g = 72$, кількість зубців зубчатої шестерні на вихідному валу редуктора $z_{ш} \geq 17$.

Тоді передаточне відношення цівочної передачі

$$u_{зв} = \frac{z_B}{z_{ш}} = \frac{72}{17} = 4,82.$$

Передаточне число редуктора

$$i_p = \frac{i_o}{u_{зв}} = \frac{1940}{4,82} = 402.$$

2.3.3 Визначення часу пуску механізму обертання

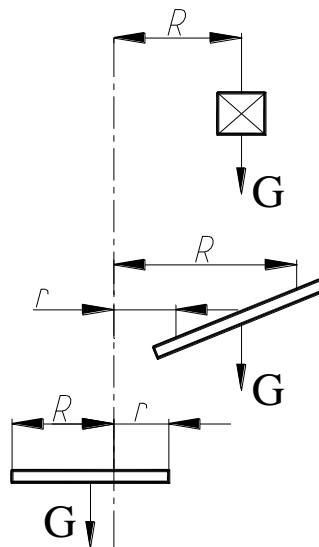


Рисунок 2.12 - Схема до визначення моментів інерції мас вантажу та крану

Середній час пуску при підйомі

$$t_n = \frac{J_{np} \omega}{M_{n.cp} - M_{CT}}, \quad (2.91)$$

де J_{np} - момент інерції механізму, приведений до валу двигуна;

$$J_{np} = J_{mex} + J_{ep} + J_{nz} + J_{nc} + J_c + J_b + J_k + J_{bal} + J_{nn} \quad (2.92)$$

Момент інерції механізму повороту

$$J_{mex} = \delta(J_p + J_m) = 1,2(0,0496 + 0,1274) = 0,18 \text{ кг.м}^2, \quad (2.93)$$

де $J_m = 0,1274 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ момент інерції пружної муфти з гальмовим шківом,

Момент інерції вантажу та вантажного поліспада

$$J_{ep} + J_{nz} = \frac{(Q + G_{nz})A^2}{i_o^2 \eta_m} = \frac{(5000 + 175)12,5^2}{1940^2 \cdot 0,85} = 0,25 \text{ кг.м}^2. \quad (2.94)$$

Момент інерції стріли

$$J_c = \frac{G_c (r^2 + rA + A^2)}{3i_o^2 \eta_m} = \frac{1220(1,58^2 + 1,58 \cdot 12,5 + 12,5^2)}{3 \cdot 1940^2 \cdot 0,85} = 0,02 \text{ кг.м}^2. \quad (2.95)$$

Момент інерції башти та кабіни

$$J_b + J_k = \frac{(Q_b + G_k)a_3^2}{i_o^2 \eta_m} = \frac{(4500 + 700)0,72^2}{1940^2 \cdot 0,85} = 0,008 \text{ кг.м}^2. \quad (2.96)$$

Момент інерції баласту

$$J_{bal} = \frac{G_{bal} a_2^2}{i_o^2 \eta_m} = \frac{12000 \cdot 2^2}{1940^2 \cdot 0,85} = 0,015 \text{ кг.м}^2. \quad (2.97)$$

Сумарний момент інерції платформи з механізмами та стрілового поліспаду

$$J_{nn} + J_{nc} = \frac{(G_{nn} + G_{nc})a_1^2}{i_o^2 \eta_m} = \frac{(3500 + 175)1^2}{1940^2 \cdot 0,85} = 0,0011 \text{ кг.м}^2. \quad (2.98)$$

Тоді момент інерції механізму, приведений до валу двигуна

$$J_{np} = 0,18 + 0,25 + 0,02 + 0,008 + 0,015 + 0,0011 = 0,4741 \text{ кг.м}^2.$$

Момент середній пусковий

$$M_{n.cр} = \frac{M_{\max} + 1,1M_n}{2} = \frac{87 + 1,1 \cdot 46}{2} = 69 \text{ Н.м};$$

$$M_{CT} = \frac{M_{ск} + M_{в.кр} + M_{в.зр} + M_y}{i_o \eta_m} = \frac{15590 + 870 + 21000 + 6000}{1940 \cdot 0,85} = 26,35 \text{ Н.м.} \quad (2.99)$$

Тоді час пуску

$$t_n = \frac{J_{np} \omega}{M_{n.cр} - M_{CT}} = \frac{0,4741 \cdot 81}{69 - 26,35} = 0,9 \text{ с.}$$

2.3.4 Перевірка двигуна за моментом

Умова вірності вибору двигуна

$$K \cdot M^n \leq m_0 \cdot M^p,$$

де $K = 1,3$ - коефіцієнт перевантаження,

M^n - момент на валу двигуна від нормативних складових навантаження;

$$M_n = M_{CT} = 26,35 \text{ Н.м};$$

$m_0 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ - коефіцієнт умов роботи;

$$M^p = M_{\max} = 87 \text{ Н.м};$$

$$1,3 \cdot 26,35 \leq 0,95 \cdot 87$$

$$34,26 < 82,65$$

Умова виконується.

2.3.5 Визначення гальмівного моменту та вибір гальма

Розрахунковий гальмовий момент

$$M_T = M_{B.T} + M_{V.T.} + M_D'' - M_{TP.T} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.100)$$

$$\text{де } M_{B.T} + M_{V.T.} = \frac{(M_B + M_y) \eta_m}{i_o} = \frac{(29700 + 6000) 0,85}{1940} = 69 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

(2.101)

- сума моментів сил вітру та нахилу при гальмуванні, приведених до валу двигуна;

$$M_B = M_{B.kp} + M_{B.zp.} = 29,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент від сил інерції

$$M_D'' = \frac{J_{np.T} \omega}{t_T} = \frac{0,343 \cdot 81}{0,9} = 31 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.102)$$

де $t_T = t_n = 0,9 \text{ с}$ - приймаємо час гальмування рівним часу пуску,

J_{npm} - момент інерції, приведений до гальмового барабану (рис.2.9)

$$J_{np.T} = J_{np} \eta_m^2 = 0,4741 \cdot 0,85^2 = 0,343 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Момент опору від сил тертя

$$M_{TP.T} = \frac{M_{CK} \eta_m}{i_o} = \frac{15590 \cdot 0,85}{1940} = 6,8 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2.103)$$

Тоді гальмовий момент

$$M_T = 69 + 31 - 6,8 = 93,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Обираємо гальмо ТТ-160 (дод. XXXI) з гальмовим моментом $M_T = 100$ Н.м, та регулюємо на розрахунковий гальмовий момент [1].

Час гальмування

$$t_n = \frac{J_{np} \omega}{M_T - M_{CT.T}} = \frac{0,343 \cdot 81}{93,2 + 62,2} = 0,18 \text{ с,}$$

де $M_{CT.T} = M_{B.T} + M_{y.T} - M_{TP.T} = 69 - 6,8 = 62,2$ Н.м.

2.3.6 Умова вірності вибору гальма

$$K \cdot M^H \leq m^0 \cdot M^P,$$

де $K = 1,2$ - коефіцієнт перевантаження;

M^H - момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень при гальмуванні,

$$\begin{aligned} M^H &= \frac{(M_B + M_y) \eta_m}{i_o} - \frac{M_{ck}}{i_o \eta_m} = \\ &= \frac{(29700 + 6000) 0,85}{1940} - \frac{15590}{1940 \cdot 0,85} = 69 - 9,5 = 59,5 \text{ Н.м} \end{aligned} \quad (2.104)$$

де M^P - розрахункова несуча здатність за моментом, $M^P = M_T = 93,2$ Н.м.

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 1 \cdot 1 = 1$ - коефіцієнт умов роботи;

$m_1 = 1$ - коефіцієнт відповідальності для гальм механізмів;

$m_2 = 1$ - коефіцієнт, враховуючий відмінності роботи гальма.

Тоді

$$1,2 \cdot 59,5 \leq 1 \cdot 93,2$$

$$71,4 < 93,2.$$

Умова виконується. Відповідно, гальмо задовольняє перевірку по максимальному моменту.

2.5 Розрахунок механізму підйому стріли (зміна вильоту)

$Q=16\text{т}$ - вантажопідйомність крана;

$G_c = 12,2\text{ т}$ - вага стріли при всіх вильотах (рис.2.15);

$\beta = 65^\circ$ - найбільший кут нахилу стріли;

$L_c = 11,3\text{ м}$ - довжина стріли ;

$A = 12,5\text{ м}$ - найбільший виліт.

$r = 1,58\text{ м}$ - відстань від осі обертання крана до кореневого шарніра стріли;

$A_{\text{тін}}=L_c \cdot \cos\beta + r = 5\text{ м}$ - найменший виліт;

$h = 5\text{ м}$ - висота розташування блоків стрілового поліспада,
щодо кореневого шарніра;

$R_{\text{рр}}= 250\text{ мм}$ - радіус вантажного блоку;

$V_{\text{пер}}= 10\text{ м/хв}$, ПВ= 25% - середня швидкість переміщення горизонтальної
проекції вантажу при зміні вильоту

2.5.1 Вибір кінематичної схеми стрілової лебідки

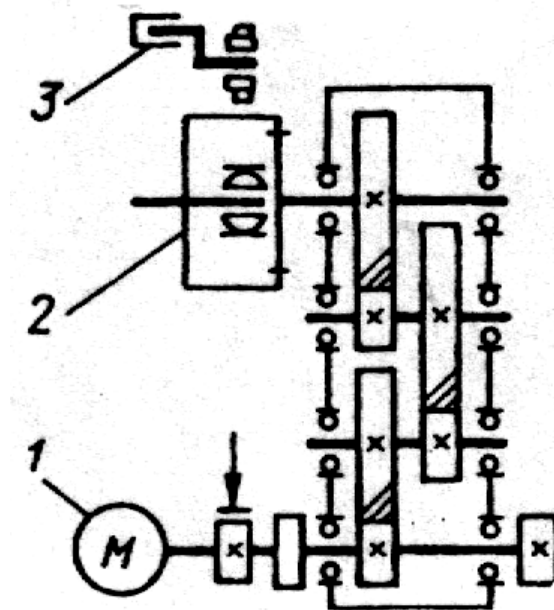


Рисунок 2.14 Кінематична схема стрілової лебідки

1- гідромотор, 2 – барабан, 3 - канатоукладач стрілової лебідки.

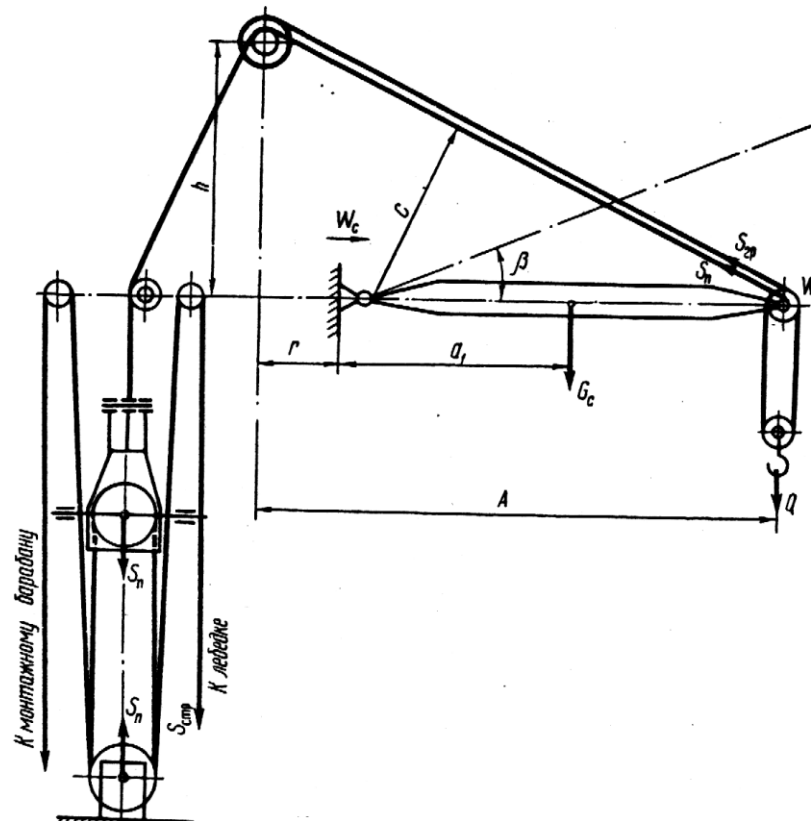


Рисунок 2.15- Схема визначення механізму зміни вильоту крана

2.5.2 Розрахунок середнє квадратичного зусилля

Середнє квадратичне відхилення випадкової складової ваги вантажу прийнято $S_{Qi} = K_3 Q_i^H$.

Вітрові навантаження робочого стану на стрілу W_{ci} й на вантаж $W_{rp.i}$, а також середні квадратичне відхилення випадкових складових S_{wi} визначені для кожного розрахункового положення.

При визначенні зусилля в стріловому расчалі S_n визначалося зусилля у вантажному канаті S'_{rp} , викликане тертям у головному блоці стріли й зусилля, що зменшує, у стріловому расчалі (рис. 2.16).

Розрахунок включає визначення потужності електродвигуна по середньоквадратичному навантаженню, перевірку за максимальним зусиллям

у стріловому поліспасти й по тривалості часу пуску двигуна й гальмування.
Середньоквадратичне зусилля в стріловому поліспасти

$$S_{cp} = \sqrt{\frac{\sum (S_{ni}^2 \Delta l_i)}{\sum \Delta l_i}}, \quad (2.113)$$

де S_{ni} -зусилля в стріловому поліспасти, певні для положень стріли через рівні проміжки кута нахилу (чим більше ділянок, тим точніше розрахунок);
 Δl_i - довжини стрілового поліспаста на кожному проміжку (визначається графічно по масштабі накресленого (рис. 2.16).

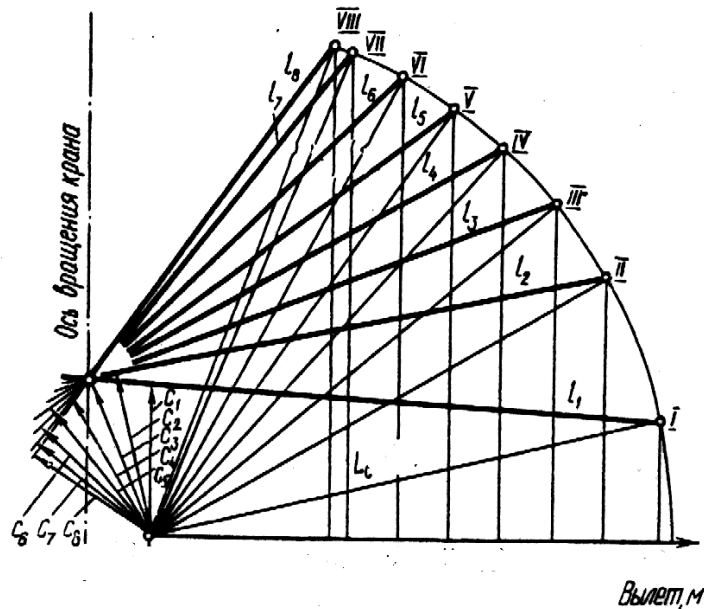


Рисунок 2.16 - Схема визначення довжини стрілового поліспаста

Для визначення S_{cp} розглянемо рис. 2.17. Зусилля в стріловому поліспасти буде зменшуватися не тільки на величину зусилля у вантажному канаті, а додатково на частину його, обумовлену тертям у блоці. Від зусилля у вантажному канаті на осі блоку виникає реакція R і момент тертя:

$$M_{тр} = Rf \frac{d}{2}, \quad (2.114)$$

де $f = 0,05$ — коефіцієнт тертя в підшипниках блоку (робота в зимових умовах при температурі до -40°C);

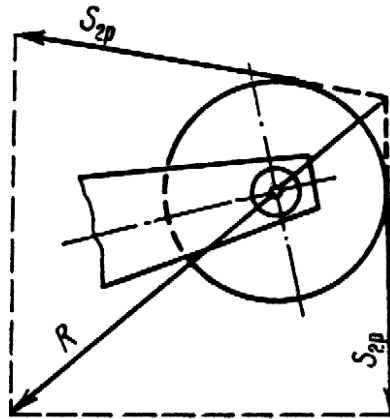


Рисунок 2.17 Схема визначення наведеного зусилля

$d = 0,5 \text{ м}$ — діаметр осі блоку,

R - реакція на блоці.

При горизонтальному положенні стрілового поліспада

$$R = \sqrt{S_{rp}^2 + S_{rp}^2} = \sqrt{27,894^2 + 27,894^2} = 39,45 \text{ кН.} \quad (2.115)$$

Максимальна реакція R буде при верхнім положенні й у межі при вертикальному положенні стріли.

$$R_{\max} \approx 2S_{\max} = 2 \cdot 27,894 = 55,788 \text{ кН,}$$

де $S_{\max} = 27,894 \text{ кН}$. — максимальне зусилля в вітці канату.

Тоді

$$M_{\text{тр}} = 55,788 \cdot 0,05 \cdot 0,1/2 = 0,14 \text{ кН}$$

$$\text{і} \quad M_{\text{мп}} = 39,45 \cdot 0,05 \cdot 0,1/2 = 0,1 \text{ кН.}$$

Окружне зусилля на блоці

$$S'_{rp} = \frac{M_{\text{тр}}}{R_{\text{бл}}} = \frac{0,14}{0,25} = 0,56 \text{ кН.} \quad (2.116)$$

де $R_{\text{бл}} = 0,25 \text{ м}$ - радіус вантажного блоку,

$$S'_{rp} = \frac{M_{TP}}{R_{6l}} = \frac{0,1}{0,25} = 0,4 \text{ кН.} \quad (2.117)$$

Приймаємо для всіх положень $S'_{rp} = 0,4 \text{ кН}$.

Розраховуємо середньоквадратичне зусилля в стріловому поліспасті

$$S_{cp} = \sqrt{\frac{\sum (S_{ni}^2 \Delta l_i)}{\sum \Delta l_i}}$$

Використовуючи рис.2.17 визначаємо зусилля в стріловому поліспасті при горизонтальній стрілі:

$$S_{ni} = \frac{Q \cdot L_c \cdot \cos \beta_i + G_c \cdot a_i \cdot \cos \beta_i - S'_{zp} c_i}{c_i}, \quad (2.118)$$

де β_i - кут нахилу стріли;

c_i - мінімальна відстань від кореневого шарніра до лінії дії зусилля в поліспасті для різних положень стріли;

S'_{zp} -зусилля у вантажному канаті, наведене до стрілового поліспаства,

$$S'_{zp} = S_{zp} + S'.$$

$$S_{n1} = \frac{50000 \cdot 11,3 \cdot 1 + 1,22 \cdot 4,5 \cdot 1 - 400 \cdot 1,84}{1,84} = 3,06668 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

$$S_{n2} = \frac{50000 \cdot 11,3 \cdot 0,98 + 0,84 \cdot 6 \cdot 0,98 - 400 \cdot 2,014}{2,014} = 2,74527 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

$$S_{n3} = \frac{50000 \cdot 11,3 \cdot 0,94 + 0,84 \cdot 9 \cdot 0,94 - 400 \cdot 2,185}{2,185} = 2,42670 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

$$S_{n4} = \frac{50000 \cdot 11,3 \cdot 0,866 + 0,84 \cdot 10 \cdot 0,866 - 400 \cdot 2,185}{2,185} = 2,23534 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

$$S_{n5} = \frac{50000 \cdot 11,3 \cdot 0,766 + 0,84 \cdot 10,8 \cdot 0,766 - 400 \cdot 2,1}{2,1} = 2,05694 \cdot 10^5 \text{ Н};$$

$$S_{n6} = \frac{50000 \cdot 11,3 \cdot 0,64 + 0,84 \cdot 12 \cdot 0,64 - 400 \cdot 1,97}{1,97} = 1,28284 \cdot 10^5 H;$$

$$S_{n7} = \frac{50000 \cdot 11,3 \cdot 0,5 + 0,84 \cdot 9 \cdot 0,5 - 400 \cdot 1,757}{1,757} = 1,60389 \cdot 10^5 H;$$

$$S_{n8} = \frac{50000 \cdot 11,3 \cdot 0,422 + 0,84 \cdot 9,5 \cdot 0,422 - 400 \cdot 1,585}{1,585} = 1,50032 \cdot 10^5 H;$$

$$S_{cp} = \sqrt{\frac{306668 \cdot 9,68 + 274527 \cdot 9,34 + 242670 \cdot 9,085 + 223534 \cdot 9,042 + 205694 \cdot 8,22 + 128284 \cdot 7,84 + 160389 \cdot 7,54 + 150032 \cdot 7,37}{9,68 + 9,34 + 9,085 + 9,042 + 8,22 + 7,84 + 7,54 + 7,37}} = \sqrt{\frac{11424581}{68,117}} = \sqrt{167719,96} = 234,47 \text{ кН.}$$

Для наближених розрахунків можна приймати середнє зусилля для кінцевих положень

$$S'_{cp} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{306668 + 128284}{2} = 217,476 \text{ кН.} \quad (2.119)$$

Потужність двигуна при зміні вильоту

$$N_p = \frac{S_{cp} \cdot V_{пол}}{1000 \cdot \eta_m} = \frac{234470 \cdot 0,08}{1000 \cdot 0,85} = 22 \text{ кВт,} \quad (2.120)$$

де $V_{пол}$ - швидкість скорочення поліспасти;

$\eta_m = 0,85$ – к. п. буд. механізму.

$$V_{пол} = V_{cp} \cdot \frac{\Delta l_n}{\Delta a}, \quad (2.121)$$

$\Delta l = \Delta l_{\max} - \Delta l_{\min}$ - величина скорочення поліспасти

(2.122)

$\Delta A = A_{\max} - A_{\min}$ - величина зміни вильоту

(2.123)

Використовуючи рис. 2.17. одержуємо

$$\Delta l = \Delta l_{\max} - \Delta l_{\min} = 11 - 7,37 = 3,63 \text{ м}$$

$$\Delta A = A_{\max} - A_{\min} = 12,5 - 5 = 7,5 \text{ м.}$$

Тоді

$$V_{\text{пол}} = 0,167 \frac{3,63}{7,5} = 0,08 \text{ м/с.}$$

Обираємо двигун (дод. XI) МТФ 411-6 $N_{\text{дв}} = 27$ кВт(при ПВ=25%);
 $n_{\text{дв}} = 955$ об/хв $\omega = 100$ рад/с; $M_{\max} = 650$ Н.м; $J_p = 0,510$ кг.м²; маса
 електродвигуна 280 кг [1].

2.5.3 Розрахунок стрілового поліспасти

Виходячи з уніфікації приймаємо стрілової канат такої ж, як і вантажний канат (17,5-Г-1-Н-1660) з лінійним торканням проволоч, конструкції 6х25 з органічним сердечником, першої марки, з проволоки без покриття, правої хрестової звиви, діаметром 17,5мм з розривним зусиллям $S_p = 153500$ Н, з межею міцності 1568 МПа [ДСТУ 7665-80, дод. VI, 1].

Визначаємо кратність стрілового поліспасти

$$u = \frac{S_{n.\max}}{S_{\max}} = \frac{306668}{27894} \approx 10 \quad (2.124)$$

Приймаємо кратність вантажного поліспасти $u = 10$.

Діаметр стрілового барабана приймаємо як діаметру вантажного барабана $D = 417,5$ мм з урахуванням навивки каната.

Довжина канату, що намотується на барабан при підйомі

$$l_{\text{раб}} = \Delta l \cdot u = 3,63 \cdot 10 = 36,3 \text{ м} \quad (2.125)$$

Кількість робочих витків

$$z_{\text{раб}} = \frac{l_{\text{раб}}}{\pi \cdot D} = \frac{36,3}{3,14 \cdot 0,4175} = 28 \text{ витків.} \quad (2.126)$$

Загальна кількість витків

$$z_{\text{общ}} = z_{\text{раб}} + z_{\text{зан}} + z_{\text{закр}} = 28 + 2 + 5 = 35 \text{ витки.} \quad (2.127)$$

$z_{\text{зан}} = 2$ - мінімальна кількість запасних витків;

$z_{\text{закр}} = 5$ - мінімальна кількість для закріплення канату (три витки) з

урахуванням ділянок з обох боків барабану на виході різця при виготовленні нарізки.

Необхідна довжина барабану при одношаровій навивці

$$L_b = z_{\text{общ}} \cdot t = 35 \cdot 20 = 700 \text{ мм.} \quad (2.128)$$

де $t = d_k + (2 \div 3) = 17,5 + 2,5 = 20$ мм - шаг канату для барабана з нарізкою.

Оскільки конструктивно буде важко виконати механізм з таким барабаном, приймаємо навивку у три шари.

Частота обертання барабана

$$n_{\text{ос}} = \frac{60V_n}{\pi \cdot D_b} = \frac{60 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 0,4175} = 37 \text{ об/хв.} \quad (2.129)$$

де V_k - швидкість каната на барабані

$$V_k = V_{пол} \cdot u = 0,08 \cdot 10 = 0,8 \text{ м/с.} \quad (2.130)$$

Передаточне число редуктора

$$i_{p.p} = \frac{n_{дв}}{n_{\sigma}} = \frac{955}{37} = 26. \quad (2.131)$$

Приймаємо редуктор Ц2-400 (дод. XXV) для середнього режиму роботи при частоті обертання вхідного валу 1000 об/хв з характеристиками: $i_p = 32,42$ - передаточне число; $N_{дв} = 34,3$ кВт - потужність [1].

2.5.4 Визначення часу пуску електродвигуна

Перевірка електродвигуна на тривалість години пуску при мінімальному та максимальному зусиллях у стріловому поліспасті виконується по формулі:

$$t_n = \frac{2E}{\omega \cdot \eta_m (M_{н.сп} - M_{СТ})} + \frac{J\omega}{M_{н.сп} - M_{СТ}} \quad (2.132)$$

де E - кінетична енергія стріли та вантажу;

ω_c - кутова швидкість обертання стріли,

$$E = \frac{G_c L_c^2 \omega_c^2}{4 \cdot 2} + \frac{QV^2}{2} \quad (2.133)$$

$$\omega_c = \frac{1,05}{45} = 0,02 \text{ рад/с,} \quad (2.134)$$

де $\varphi = 70 - 15 = 60^\circ = 1,05$ рад.,

$$t = \frac{\Delta l}{V_{пол}} = \frac{3,63}{0,08} = 45 \text{ с.}$$

де V -швидкість руху вантажу при підйомі стріли або лінійна швидкість руху кінця стріли

$$V = \omega_c \cdot L_c = 0,02 \cdot 11,3 = 0,226 \text{ м/с.} \quad (2.135)$$

$$E = \frac{G_c L_c^2 \omega_c^2}{4 \cdot 2} + \frac{QV^2}{2} = \frac{12200 \cdot 11,3^2 \cdot 0,02^2}{8} + \frac{50000 \cdot 0,226^2}{2} = 1355 \text{ кг.м}^2/\text{с.}$$

Середній пусковий момент;

$$M_{н.ср} = \frac{M_{max} + 1,1M_n}{2} = \frac{650 + 1,1 \cdot 275}{2} = 476 \text{ Н.м;} \quad (2.136)$$

M_n - номінальний момент двигуна;

$$M_n = 9550 \frac{N_{\delta\epsilon}}{n_{\delta\epsilon}} = 9550 \frac{27}{955} = 275 \text{ Н.м.}$$

Статичний момент у поліспасті:

при максимальному зусиллі

$$M_{cm1} = \frac{S_{n1} D_{\sigma}}{2u_i \eta_m} = \frac{306668 \cdot 0,4175}{2 \cdot 10 \cdot 32,42 \cdot 0,85} = 232 \text{ Н.м,} \quad (2.137)$$

при мінімальному зусиллі

$$M_{cm2} = \frac{S_{n6} D_{\sigma}}{2u_i \eta_m} = \frac{128284 \cdot 0,4175}{2 \cdot 10 \cdot 32,42 \cdot 0,85} = 97 \text{ Н.м,} \quad (2.138)$$

$J_M = 2,294 \text{ кгсм}^2$ - момент інерції муфти (дод. XXVII) [1],

$J_{мех} = \delta(J_p + J_M) = 1,2(0,510 + 2,294) = 3,36 \text{ кг.м}^2$ - момент інерції мас

механізму, що обертаються,

де $\delta = 1,2$.

Година пуску :

при максимальному зусиллі

$$t_{n.\max} = \frac{2E}{\omega \cdot \eta_m (M_{n.\text{ср}} - M_{CT1})} + \frac{J\omega}{M_{n.\text{ср}} - M_{CT1}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1355}{99,9 \cdot 0,85 \cdot (476 - 232)} + \frac{3,36 \cdot 99,9}{476 - 232} = 1,5 \text{ с,}$$

при мінімальному

$$t_{n.\min} = \frac{2E}{\omega \cdot \eta_m (M_{n.\text{ср}} - M_{CT2})} + \frac{J\omega}{M_{n.\text{ср}} - M_{CT2}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1355}{99,9 \cdot 0,85 \cdot (476 - 97)} + \frac{3,36 \cdot 99,9}{476 - 97} = 0,95 \text{ с.}$$

2.5.5 Перевірка двигуна за моментом

Умова вірності вибору електродвигуна

$$K \cdot M_n \leq m_0 \cdot M^p, \quad (2.139)$$

де $K = 1,35$ - коефіцієнт перевантаження;

$m_1 = 0,95$ - коефіцієнт відповідальності при II класі відповідальності крану

і II класі відповідальності елементу ;

$m_2 = 0,8$ - коефіцієнт, враховуючий умови роботи;

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76$ - коефіцієнт розумів роботи;

M^n - момент на валу двигуна від нормативних складових навантаження;

$M_H = M_{CT} = 232 \text{ Н.м};$

$M^p = M_{\max} = 650 \text{ Н.м};$

$$1,35 \cdot 232 \leq 0,76 \cdot 650,$$

$$306,24 < 494.$$

Умова виконується.

2.5.6 Визначення гальмівного моменту та вибір гальма

Гальмо повинне утримати стрілу в будь-якому положенні та зупинити її рух при дії статичних та інерційних навантажень.

Гальмівний момент

$$M_T = k_T \cdot M_{1CT.T} = 1,75 \cdot 168 = 294 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.140)$$

де $k_T = 1,75$ - коефіцієнт запасу гальмування;

$M_{CT.T}$ - статичний гальмовий момент при максимальному зусиллі в поліспасти,

$$M_{1CT.T} = \frac{S_{nl} D_{\sigma} \eta_m}{2u_i p} = \frac{306668 \cdot 0,4175 \cdot 0,85}{2 \cdot 10 \cdot 32,42} = 168 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2.141)$$

Обираємо гальмо ТКТ-200 М (дод. XXIII) з максимальним гальмовим моментом $M_T=300 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і регулюємо на розрахунковий гальмівний момент [1].

Година гальмування

$$t_T = \frac{2E \cdot \eta_m}{\omega \cdot (M_{n.cp} - M_{CT.T})} + \frac{J\omega}{M_{n.cp} - M_{CT.T}} \quad (2.142)$$

де $M_{CT.T} = M_{CT} \eta_M^2$.

при максимальному навантаженні $M_{CT.T} = M_{CT1} \eta_M^2 = 232 \cdot 0,85^2 = 168 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$t_{T.\max} = \frac{2 \cdot 1355 \cdot 0,85}{99,9 \cdot (294 - 168)} + \frac{3,36 \cdot 99,9}{294 - 268} = 2,8 \text{ с},$$

при мінімальному навантаженні

$$t_{T/\min} = \frac{2 \cdot 1355 \cdot 0,85}{99,9 \cdot (294 - 70)} + \frac{3,36 \cdot 99,9}{294 - 70} = 1,6 \text{ с},$$

де $M_{CT.T} = M_{CT2} \eta_M^2 = 97 \cdot 0,85^2 = 70 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Година гальмування трохи більше години пуску, тому інерційні навантаження при гальмуванні не перевищать пускові інерційні навантаження.

2.6 Розрахунок стійкості баштового крану

2.6.1 Умови для розрахунку стійкості

Згідно «Правил стійкості і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів» розрахунок стійкості вільно стоячих баштових кранів повинен виконуватися для наступних умов:

- при дії вантажу (вантажна стійкість);
- при відсутності вантажу (власна стійкість);
- при раптовому знятті навантаження на гаку;
- при монтажі та демонтажі.

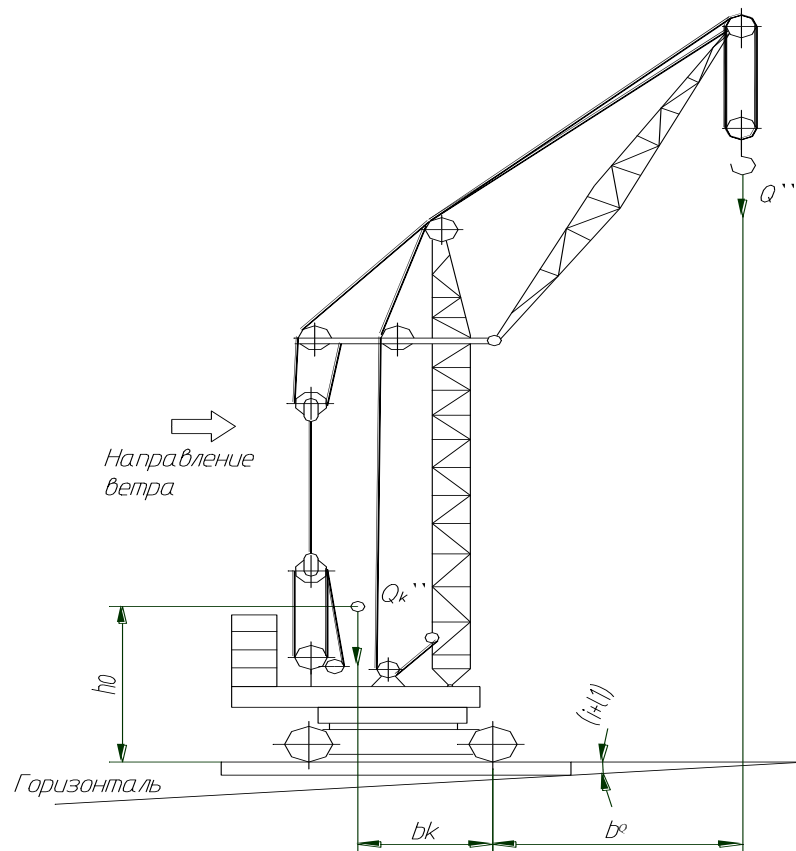


Рисунок 2.18 Схема до розрахунку коефіцієнтів вантажної стійкості

Для забезпечення стійкості крану (рис.2.18) повинна виконуватися умова

$$K \cdot M^H \leq m_0 \cdot M^P,$$

де K - коефіцієнт перевантаження,

$$K = 1 + K_1 K_2,$$

де $K_1 = 5,5$ - коефіцієнт надійності;

K_2 - коефіцієнт мінливості,

$$K_2 = \frac{\sqrt{M_{SQ}^2 + M_{swk}^2 + M_{swr}^2 + M_{SD}^2}}{M^H}, \quad (2.143)$$

де M_{SQ} - момент відносно ребра перекидання від середнього квадратичного відхилення випадкової складової ваги вантажу, кН·м,

$$M_{SQ} = K_3 \cdot Q_{\max} \cdot b_Q \cdot 9,81; \quad (2.144)$$

M_{swk} - момент відносно ребра перекидання від середнього квадратичного відхилення випадкової складової вітрового навантаження на кран,

$$M_{swk} = m_n \cdot \xi \cdot M_{wk}^H; \quad (2.145)$$

M_{swr} - момент відносно ребра перекидання від середнього квадратичного відхилення випадкової складової вітрового навантаження на вантаж,

$$M_{swr} = 0,1M_{всп} = M_{swr} = 0,1 \cdot M_{всп} = 0,1 \cdot 18,64 = 1,864 \text{ кНм}; \quad (2.146)$$

$M_{w_k}^H$ - момент відносно ребра перекидання від нормативної складової вітрового навантаження робочого стану на кран;

M_{s_d} - момент відносно ребра перекидання від середніх квадратичних відхилень випадкових складових навантажень, викликаних роботою механізмів підйому вантажу та пересування крану,

$$M_{s_d} = 0,02 \frac{Q_k h_k + Q_{\max} h_Q}{Q_k b_k - Q_{\max} b_Q} [Q_{\max} V_1^2 + (Q_k + Q_{\max}) V_2^2], \quad (2.147)$$

де $V_1 = V_{rp} = 18 \text{ м/хв} = 0,3 \text{ м/с}$ - номінальна швидкість підйому

(опущення) вантажу,

$V_2 = V_{пер.кр} = 0,167 \text{ м/с}$ - номінальна швидкість переміщення крану;

M^H - перекидаючий момент від нормативних складових навантажень,

$$M^H = 9,81 Q_{\max} \cdot b_Q + M_w^H, \quad (2.148)$$

де M_w^H - момент відносно ребра перекидання від нормативної складаючої вітрового навантаження;

$Q_k = G_k = 35 \text{ т}$ – маса крану;

b_k - відстань від центра мас кран до ребра перекидання;

$h_k = 3,9 \text{ м}$ - вертикальна координата центру мас крана;

$h_Q = 15 \text{ м}$ - вертикальна координата центру мас вантажу;

$b_Q = 7,5 \text{ м}$ - відстань від місця підвісу вантажного поліспасти

до ребра перекидання;

$K_3 = 0,06$ - коефіцієнт при середньому режимі роботи;

$M^P = M_{yd}$ - момент відносно ребра перекидання від нормативної складової вітрового навантаження робочого стану, що діє на кран та на вантаж;

$m_1 = 0,9$ - коефіцієнт відповідальності елемента;

$m_2 = 1$ - коефіцієнт умов роботи,

$m_0 = m_1 m_2 = 0,9 \cdot 1 = 0,9$ - коефіцієнт умов роботи.

Визначаємо численні значення величин за умовою стійкості.

2.6.2 Вантажна стійкість

Момент відносно ребра перекидання від нормативної складової ваги вантажу при максимальному вильоті

$$M_Q^H = Q_{\min} \left(A_{\max} - \frac{B}{2} \right) = 50 \left(12,5 - \frac{5}{2} \right) = 500 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (2.149)$$

де $Q_{\min} = 160$ кН

$A_{\max} = 12,5$ м - максимальний виліт;

$B = 5$ м – база крану

Момент відносно ребра перекидання від середнього квадратичного відхилення випадкової складової ваги вантажу

$$M_{SQ} = K_3 \cdot Q_{\max} \cdot \left(A_{\max} - \frac{B}{2} \right) = 0,06 \cdot 50 \left(12,5 - \frac{5}{2} \right) = 30; \quad \text{кН}\cdot\text{м}. \quad (2.150)$$

Момент відносно ребра перекидання від середнього квадратичного відхилення випадкової складової вітрового навантаження на кран і вантаж

$$\begin{aligned} M_{SW_k} + M_{SW_r} &= m_n \cdot \xi \cdot M_{W_k}^H = S_{W_c} h + S_{W_b} h_2 + S_{W_n} h_4 + S_{W_{\text{б\text{о}a}}} h_3 + S_{W_z} h + S_{W_H} h_1 = \\ &= 0,22 \cdot 12,5 + 0,66 \cdot 10 + 0,04 \cdot 2 + 0,5 \cdot 4 + 0,39 \cdot 12,5 + 0,3 \cdot 1,04 = 17 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (2.151) \end{aligned}$$

$$S_{w_c} = 0,22 \text{ кН}; S_{w_b} = 0,66 \text{ кН}; S_{w_n} = 0,04 \text{ кН}; S_{w_{\text{бал}}} = 0,5 \text{ кН}; S_{w_2} = 0,39 \text{ кН};$$

$$S_{w_H} = 0,3 \text{ кН}; \text{ (розділ 2.3),}$$

$$h = 12,5 \text{ м}, h_1 = 1,04 \text{ м}, h_2 = 10 \text{ м}, h_3 = 4 \text{ м}, h_4 = 2 \text{ м} \text{ (розділ 2.2).}$$

Момент відносно ребра перекидання від нормативної складової вітрового навантаження робочого стану на кран

$$\begin{aligned} M_{w_k}^H &= W_c h + W_{\sigma} h_2 + W_n h_4 + W_{\text{бал}} h_3 + W_H h_1 + W_2 h = \\ &= 0,24 \cdot 12,5 + 2,88 \cdot 10 + 0,15 \cdot 2 + 0,58 \cdot 4 + 0,9 \cdot 1,04 + 1,86 \cdot 12,5 = 58 \text{ кН}\cdot\text{м}, \end{aligned} \quad (2.152)$$

$$W_c = 0,24 \text{ кН}; W_{\sigma} = 2,88 \text{ кН}; W_n = 0,15 \text{ кН}; W_{\text{бал}} = 0,58 \text{ кН}; W_H = 0,9 \text{ кН}; W_2 = 1,86 \text{ кН}.$$

$$M^H = M_Q^H + M_{w_k}^H = 500 + 58 = 558 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Момент відносно ребра перекидання від середніх квадратичних відхилень випадкових складових навантажень, викликаних роботою механізмів підйому вантажу та пересування крану

$$\begin{aligned} M_{S_d} &= 0,02 \frac{(G h_o + Q h) [Q V_{tp} + (G + Q) V_{kp}]}{G \left[\left(c + \frac{B}{2} \right) \cos(i + i_1) - h_o \sin(i + i_1) \right] - Q \left[\left(A - \frac{B}{2} \right) \cos(i + i_1) - h \sin(i + i_1) \right]} = \\ &= 0,02 \frac{(350 \cdot 3,73 + 50 \cdot 12,5) [50 \cdot 0,3 + (350 + 50) 0,167]}{350 \left[\left(0,16 + \frac{5}{2} \right) \cos(i + i_1) - 3,73 \sin(i + i_1) \right] - 50 \left[\left(12,5 - \frac{5}{2} \right) \cos 0,03 - 12,5 \sin 0,03 \right]} = 11,34 \text{ кН}\cdot\text{м} \end{aligned} \quad (2.153)$$

$$\text{де } i = \frac{0,1}{B} = \frac{0,1}{5} = 0,02; \quad i_1 = \frac{0,05}{B} = \frac{0,05}{5} = 0,01.$$

Тоді

$$K_2 = \frac{\sqrt{M_{SQ}^2 + M_{swk}^2 + M_{swr}^2 + M_{SD}^2}}{M^H} = \frac{\sqrt{30^2 + 17^2 + 11,34^2}}{558} = 0,065$$

та. $K = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5,5 \cdot 0,065 = 1,358$

Утримуючий момент

$$\begin{aligned} M^P = M_{yd} &= G \left[\left(c + \frac{B}{2} \right) \cos 0,03 - h_0 \sin 0,03 \right] = \\ &= 350 \left[\left(0,16 + \frac{5}{2} \right) 0,99 - 3,73 \cdot 0,0005 \right] = 921,06 \text{ кН.м.} \end{aligned} \quad (2.154)$$

$$M^P = M_{yd} = 921,06 \text{ кН.м}$$

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,9 \cdot 1 = 0,9$ - коефіцієнт умов роботи.

Підставляємо в умову та отримуємо

$$1,358 \cdot 558 \leq 0,9 \cdot 921,06$$

$$758 < 829$$

Умова вантажної стійкості виконується.

2.6.3 Власна стійкість

Розрахунок власної стійкості крана проводимо для його робочого та неробочого станів.

Умова власної стійкості:

В робочому стані (рис.2.19, а)

$$K \cdot M^H \leq m_0 \cdot M^P,$$

де K - коефіцієнт перевантаження,

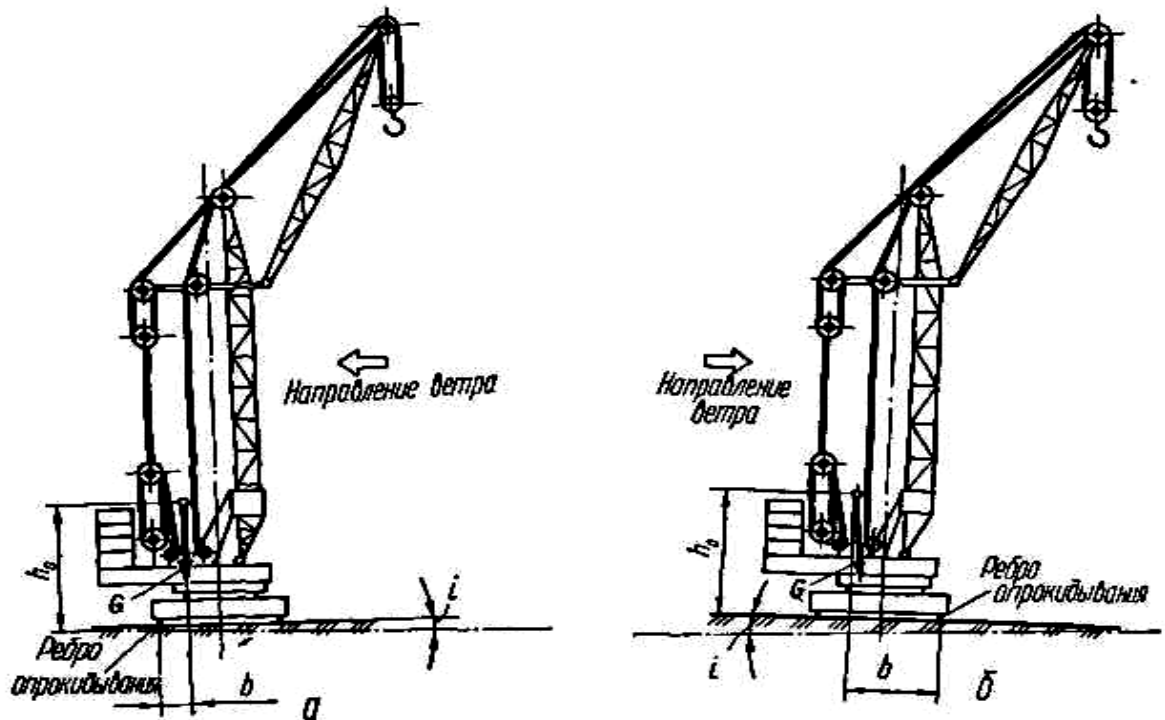


Рисунок 2.19 - Розрахункова схема визначення коефіцієнтів власної стійкості:

а) для робочого стану; б) для неробочого стану

а) Для робочого стану:

$$K = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5,5 \cdot 0,109 = 1,59$$

$K_1 = 5,5$ - коефіцієнт надійності;

K_2 - коефіцієнт мінливості,

$$K_2 = \frac{\sqrt{M_{swk}^2 + M_{сд}^2}}{M^H} = \frac{\sqrt{11,24^2 + 1,66^2}}{34,17} = 0,109 \quad (2.155)$$

$$\begin{aligned} M^H &= M_{w_k}^H = W_k h + W_\sigma h_2 + W_n h_4 + W_{\sigma_{ан}} h_3 + W_n h_1 = \\ &= 0,14 \cdot 12,5 + 2,88 \cdot 10 + 0,15 \cdot 2 + 0,58 \cdot 4 + 0,9 \cdot 1,04 = 34,17 \text{ кН.м}, \end{aligned} \quad (2.156)$$

$$W_c = 0,14 \text{ кН}; \quad W_\sigma = 2,88 \text{ кН}; \quad W_n = 0,15 \text{ кН}; \quad W_{\sigma_{ан}} = 0,58 \text{ кН}; \quad W_n = 0,9 \text{ кН}.$$

де M_{SD} - момент перекидаючий від середніх квадратичних відхилень випадкових навантажень при роботі механізмів підйому та пересування, при $Q=0$,

$$M_{SD} = \frac{0,02 \cdot Gh_o [GV_{kp}]}{G \left[\left(c + \frac{B}{2} \right) \cos(i + i_1) - h_o \sin(i + i_1) \right]} =$$

$$= \frac{0,02(350 \cdot 3,73)350 \cdot 0,167}{350 \left[\left(0,16 + \frac{5}{2} \right) 0,99 - 3,73 \cdot 0,0005 \right]} = \frac{1526,13}{921,06} = 1,66 \text{ кН.м}; \quad (2.157)$$

$$M_{SW_k}^Y = S_{W_k} h + S_{W_b} h_2 + S_{W_n} h_4 + S_{W_{\text{оал}}} h_3 + S_{W_H} h_1 =$$

$$= 0,18 \cdot 12,5 + 0,66 \cdot 10 + 0,04 \cdot 2 + 0,5 \cdot 4 + 0,3 \cdot 1,04 = 11,2470 \text{ н.м.}$$

$S_{W_k} = 0,22 \text{ кН}; S_{W_b} = 0,66 \text{ кН}; S_{W_n} = 0,04 \text{ кН}; S_{W_{\text{оал}}} = 0,5 \text{ кН}; S_{W_H} = 0,3 \text{ кН};$ (розділ 2.3),
 $h = 12,5 \text{ м}, h_1 = 1,04 \text{ м}, h_2 = 10 \text{ м}, h_3 = 4 \text{ м}, h_4 = 2 \text{ м}$ (розділ 2.2).

$m_1 = 0,09$ - коефіцієнт відповідальності елемента;

$m_2 = 1$ - коефіцієнт умов роботи;

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,9 \cdot 1 = 0,9$ - коефіцієнт умов.

$$M^P = M_{yd} = G \left[\left(\frac{B}{2} + c \right) \cos 0,03 - h_o \sin 0,03 \right] =$$

$$= 350 \left[\left(\frac{5}{2} + 0,16 \right) 0,99 - 3,73 \cdot 0,0005 \right] = 921 \text{ кН.м.} \quad (2.158)$$

Тоді умова стійкості

$$1,59 \cdot 34,17 \leq 0,9 \cdot 810$$

$$54 < 429$$

Умова виконується.

б) Стійкість крану у неробочому стані (рис.2.19,б)

$$K = 1 + K_1 K_2 = 1 + 5,5 \cdot 0,23 = 2,265,$$

де $K_1 = 5,5$ - коефіцієнт надійності,

K_2 - коефіцієнт мінливості,

$$K_2 = m_n \xi = 0,1 \cdot 2,3 = 0,23.$$

$$M^H = M_{wk}^H = \left[W_c \left(h + \frac{L_c}{2} \cos \beta_{\max} \right) + W_{\delta} h_2 + W_n h_4 + W_{\delta_{al}} h_3 + W_n h_1 \right] \frac{q_{\text{нераб}}}{q_{\text{раб}}} =$$

$$= \left[0,24 \left(12,5 + \frac{11,3}{2} \cos 70^\circ \right) + 2,88 \cdot 10 + 0,15 \cdot 2 + 0,58 \cdot 4 + 0,9 \cdot 1,04 \right] \frac{0,7}{0,125} = 201 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (2.159)$$

де $q_{\text{нераб}} = 700 \text{ Па}$, $q_{\text{раб}} = 125 \text{ Па}$ - питомий тиск вітру;

$$W_c = 0,24 \text{ кН};$$

$$M^P = M_{yd} = 921 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$m_1 = 0,9 \text{ , } m_2 = 1 \text{ , } m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,9 \cdot 1 = 0,9;$$

Умова стійкості в неробочому стані

$$2,256 \cdot 201 \leq 0,9 \cdot 921$$

$$453,829.$$

Умова виконується.

3. ДОСЛІДНИЙЦЬКА ЧАСТИНА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ

3.1 Вибір кінематичної схеми механізму пересування крану

Привід механізму пересування (рис.3.1) працює від електродвигуна ДП-42 обертання через пружно-пальцеву муфту передається вхідному валу *I* редуктора й далі через систему зубчастих коліс 1-2й 11—10валу *///*, а потім через зубчасту пару 3-4і диференціал вихідним валам *IV*, на яких посаджені провідні зірочки 5. Від них рух ланцюгом передається веденим (приводним) зірочкам 7 півосі.

Диференціал має колесо-води́ло 4,3 пари циліндричних сателітів 8і два центральних колеса 9, кожне з яких незалежно пов'язане з відповідним правим і лівим вихідним валом *IV*.

Використання диференціала дозволяє правому й лівому колесу одержувати різні кутові швидкості залежно від умов шляху.

Гальмова система механізму пересування крана включає два стрічкових гальма, по одному на кожній півосіб. Привод гальм здійснюється подвійно.

Якщо кран пересувається своїм ходом (працює двигун), гальмові стрічки затягуються важелями, пов'язаними з гідро циліндром. Золотник гідросистеми розташований у кабіні машиніста.

При пересуванні крана на буксирі гідросистема не працює, гальмування виробляється вручну (також з кабіни).

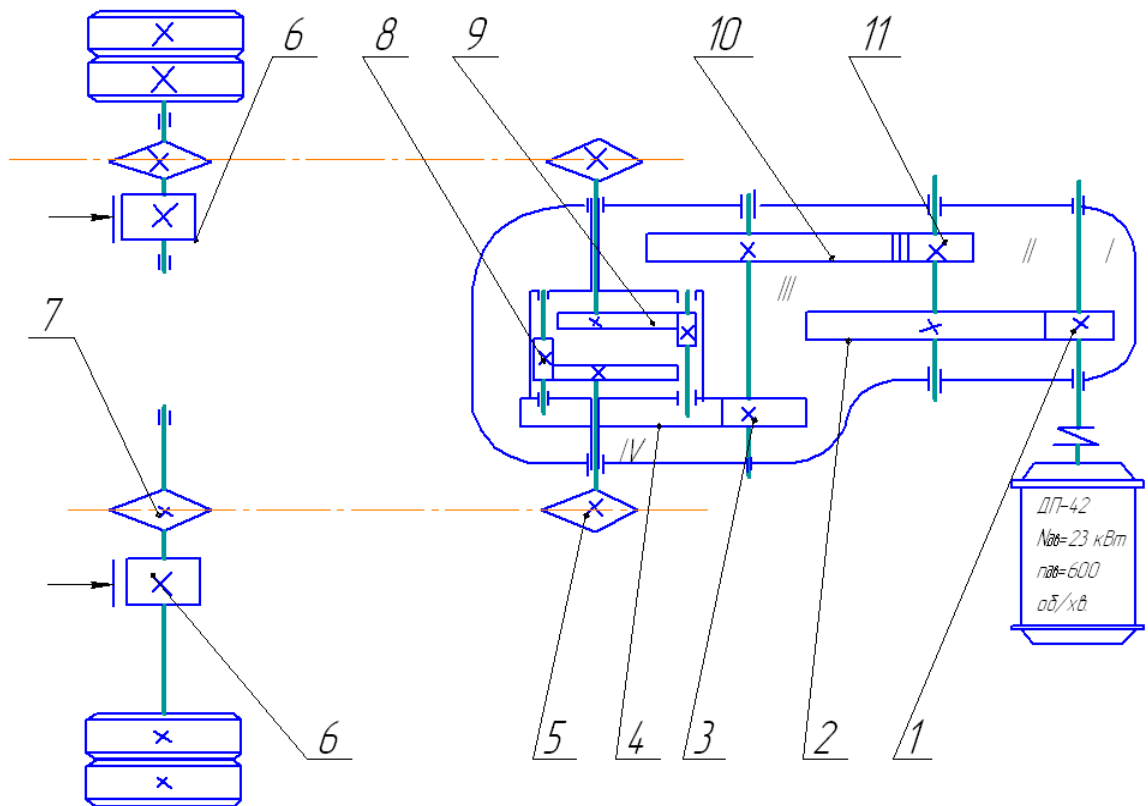


Рисунок 3.1 Кінематична схема механізму пересування крана:

I- вхідний вал; III- вал; IV- вихідний вал;

1-2, 11-10 – зубчаті колеса; 3-4 – зубчата пара і диференціал; 5 - провідні зірочки; 7 - ведені (приводні) зірочки півосей; 8 - 3 пари циліндричних сателітів; 9 - два центральних колеса; 6 - два стрічкових гальма на кожній півосі.

3. 2 Визначення опорів пересуванню крана

Опір пересуванню визначають при русі на прямолінійному й криволінійному шляху

$$W_C = W_D + W_K + W_Y + W_B \quad (3.1)$$

Опір руху визначають:

а) при русі по м'якому піску без вантажу (табл.3,1)

$$W_D = f_c G \cos 4 = 0,35 \cdot 254 \cdot 0,997 = 89 \text{ кН}; \quad (3.2)$$

б) по асфальтованій дорозі з ухилом до 10°

$$W_{D1} = f_c G \cos \gamma = 0,015 \cdot 254 \cdot 0,985 = 3,75 \text{ кН};$$

в) з ухилом 3°

$$W_{D2} = f_c G \cos 3 = 0,015 \cdot 254 \cdot 0,998 = 3,8 \text{ кН};$$

г) по м'якому піску з вантажем $0,25Q_{\max}$ і ухилом 10°

$$W_{D3} = f_c G \cos 10 = 0,35 \cdot (254 + 160) \cdot 0,98 = 104 \text{ кН}.$$

Таблиця 3.1

Значення коефіцієнтів опору пересуванню f_c й коефіцієнтів зчеплення μ_0

Дорога	f_c	μ_0
<u>З покриттям:</u>		
Цементобетонним	0,14	0,7
Асфальтованим	0,015	0,4
бруковим	0,04	0,45
<u>Без покриття:</u>		
Суха ґрунтова	0,07	0,7
М'яка піщана	0,35	0,55
Глибокий бруд	0,25	0,1
Укочений сніг	0,03	0,25

Опір на м'якій піщаній криволінійній ділянці при роздільному приводі ведучих коліс або при наявності диференціала

$$W_k = \mu_0 \frac{\rho}{R} G = 0,55 \frac{0,03}{6,5} 254 = 0,64 \text{ кН}, \quad (3.3)$$

де $\mu_o = 0,55$ - (табл.3.1);

$\rho = 0,03 \div 0,05$ м - наведене плече додатка сили тертя на площадці зіткнення колеса із ґрунтом;

$R = 3,5 \div 7,5$ м - радіус по зовнішньому колесу.

Опірухилу:

при пересуванні з вантажем при $\gamma = 10^\circ$

$$W_y = (Q + G) \sin \gamma = (160 + 254) \cdot 0,174 = 53 \text{ кН},$$

без вантажу

$$W_y = Q \sin \gamma = 254 \cdot 0,05 = 13 \text{ кН}.$$

при пересуванні без вантажу $\gamma = 10^\circ$

$$W_y = Q \sin \gamma = 254 \cdot 0,174 = 44 \text{ кН}.$$

Опір вітру (кран з вантажем)

$$W_B = W_{rp} + W_{kp} = 1,33 + 3,42 = 4,75 \text{ кН}. \quad (3.4)$$

де $k = 1,5$ - коефіцієнт, що враховує зростання швидкісного напору залежно від установки крана над поверхнею землі;

$c = 1,2$ - аеродинамічний коефіцієнт;

$n = 1$ - коефіцієнт перевантаження;

$$q = \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 1,225 \cdot \frac{14^2}{2} = 125 \text{ - динамічний тиск вітру}.$$

де $W_{rp} = F_{rp} \cdot q \cdot k \cdot n = 7,1 \cdot 0,125 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1,33 \text{ кН},$

$$F_{kp} = h_{kp} \cdot b_{kp} + L_c \cdot b_c \cdot \varphi_c \cos \alpha = 4 \cdot 3,43 + 11,3 \cdot 0,43 \cdot 0,3 \cdot 0,99 = 15,2 \text{ м}^2 \text{ площа}$$

крану;

без вантажу

$$W_{кр} = F_{кр} \cdot q \cdot k \cdot c \cdot n = 15,2 \cdot 0,125 \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 3,42 \text{ кН.}$$

3.3. Розрахунок двигуна

Розрахунок двигуна, передач і гальм робимо для наступних режимів пересування:

- а) по горизонтальній дорозі із твердим покриттям з максимальною швидкістю;
- б) по дорозі із твердим покриттям з максимальним ухилом;
- в) по горизонтальній дорозі без твердого покриття;
- г) по дорозі без твердого покриття з вантажем при максимально припустимому ухилі й мінімальній швидкості (табл. 3.2).

Таблиця 3.2

Значення опорів пересуванню пневмоколісного крана

Дорога	Опір, кН					Усього, кН
	Руху, W	На криволінійній ділянці, W _к	Ухилу, W _у	вітру		
				На кран, W _{кр}	На вантаж, W _{гр}	
Кран без вантажу						
а) асфальтована з ухилом 3°	3,8	-	13	3,42	-	20,22
б) з ухилом 10°	3,75	-	44	3,42	-	51,17
в) м'який пісок	89	0,64	13	3,42	-	106,06
Кран з вантажем						
г) м'який пісок	104	-	53	3,42	1,33	161,75

Визначаємо потужність двигуна для розрахункових випадків:

$$\text{а) } N_p = \frac{W_c V_{nep}}{\eta_M} = \frac{20,22 \cdot 0,167}{0,85} = 3,38 \text{ кВт};$$

$$\text{б) } N_p = \frac{W_c V_{nep}}{\eta_M} = \frac{51,17 \cdot 0,167}{0,85} = 20 \text{ кВт};$$

$$\text{в) } N_p = \frac{W_c V_{nep}}{\eta_M} = \frac{106,06 \cdot 0,1}{0,85} = 12,47 \text{ кВт};$$

$$\text{г) } N_p = \frac{W_c V_{nep}}{\eta_M} = \frac{161,75 \cdot 0,1}{0,85} = 19 \text{ кВт}.$$

Вибираємо двигун постійного струму з послідовним збудженням ДП-42з характеристиками:

$$N_{\text{дс}} = 23 \text{ кВт (при ПВ=25\%);}$$

$$n_{\text{дс}} = 600 \text{ об/хв};$$

$$M_{\text{max}} = 2100 \text{ Н.м}; J_p = 10,5 \text{ кг.м}^2;$$

маса електродвигуна 620 кг(дод.ХІХ) [1],

$$J_M = 0,1274 \text{ кг.м}^2 \text{ -момент інерції муфти (дод. ХVІІ) [1].}$$

Частота обертання ходових коліс

максимальна:

$$n_{kp} = \frac{60V_{nep}}{\pi D_4} = \frac{60 \cdot 0,167}{3,14 \cdot 1,28} = 2,49 \text{ об/хв.}, \quad (3.5)$$

Мінімальна

$$n_{kp} = \frac{60V_{nep}}{\pi D_4} = \frac{60 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 1,28} = 1,49 \text{ об/хв.}$$

Загальне передаточне число:

$$\text{мінімальне } i_M = \frac{n}{n_{kp}} = \frac{600}{2,49} = 241, \quad (3.6)$$

$$\text{максимальне } i_M = \frac{n}{n_{kp}} = \frac{600}{1,49} = 403.$$

Приймаємо кінематичну схему механізму пересування, що складає з обраного електродвигуна, двошвидкісної коробки зміни передач, заднього й переднього ведучих мостів з диференціалами.

Тоді передаточне число першої передачі коробки передач

$$i_1 = \frac{i_M}{i_{3.M}} = \frac{241}{4,82} = 50 \quad (3.7)$$

другої передачі

$$i_1 = \frac{i_M}{i_{3.M}} = \frac{403}{4,82} = 80,6.$$

Число цівочних пальців $z_6 = 72$, кількість зуб'ів зубчатої шестерні на вихідному валу редуктора $z_{ш} \geq 17$.

$$i_{3.M} = \frac{z_B}{z_{ш}} = \frac{72}{17} = 4,82 - \text{передаточне число заднього (переднього) моста}$$

3.4 Вибір гальма

Визначаємо величину гальмового моменту для режимів b и z по заданому шляху гальмування, z (у середньому приймають $a_T = 1 \text{ м/с}^2$) або за часом гальмування:

$$t_T = \frac{V_{nep}}{a_T} = \frac{0,167}{1,0} = 0,167 \text{ с}, \quad (3.8)$$

$$t_T = \frac{V_{nep}}{a_T} = \frac{0,1}{1,0} = 0,1 \text{ с}.$$

Приймаємо час гальмування для режимів b и z , відповідно, 0,5 і 0,7 с.

Гальмовий момент на валах ходових коліс

$$M_T = M_B + M_y + M_D - M_{TP}. \quad (3.9)$$

Визначаємо значення моментів по режиму б(табл.2.2):

сил вітру:

$$M_B = W_{kp} \frac{D_4}{2} = 3,42 \frac{1,28}{2} = 3,42 \text{ кН.м,}$$

сил ухилу:

$$M_y = W_y \frac{D_4}{2} = 44 \frac{1,28}{2} = 28,16 \text{ кН.м.}$$

Момент динамічний (при нейтральному положенні важеля коробки передач)

$$M_D = \frac{GD_4^2}{4} \cdot \frac{\pi n_k}{30 t_k} = \frac{25400 \cdot 1,28^2}{4} \cdot \frac{3,14 \cdot 2,49}{30 \cdot 0,5} = 5,4 \text{ кН.м,}$$

де $G = 25400 \text{ Н}$ - маса крана;

D_4, n_k - діаметр і частота обертання ходових коліс.

$$M_{TP} = W \frac{D_4}{2} = 3,75 \frac{1,28}{2} = 2,4 \text{ кН.м.}$$

Тоді гальмовий момент:

$$M_T = 3,42 + 28,16 + 5,4 - 2,4 = 34,58 \text{ кН.м.}$$

Гальмовий момент по режиму з:

$$M_B = W_{kp} \frac{D_4}{2} = 4,75 \frac{1,28}{2} = 3,04 \text{ кН.м,}$$

$$M_y = W_y \frac{D_4}{2} = 53 \frac{1,28}{2} = 34 \text{ кН.м,}$$

$$M_D = \frac{(Q + G)D_4^2}{4} \cdot \frac{\pi n_k}{30 t_k} = \frac{30400 \cdot 1,28^2}{4} \cdot \frac{3,14 \cdot 1,49}{30 \cdot 0,7} = 2764 = 2,764 \text{ кН.м,}$$

$$M_{TP} = W_d \frac{D^4}{2} = 104 \frac{1,28}{2} = 66,56 \text{ кН.м.}$$

$$M_T = 3,04 + 34 + 2,764 - 66,56 = -26,8 \text{ кН.м.}$$

За розрахунковий гальмовий момент приймаємо момент із урахуванням коефіцієнта запасу не нижче 1,25. Приймаємо гальмо з мінімальним гальмовим моментом $M_T = 34,58 \cdot 1,25 = 43 \text{ кН.м.}$

Вибираємо колодкове гальмо змінного струму ТТ-160 з найбільшим гальмовим моментом $M_{\max} = 100 \text{ кН.м.}$, масою $m = 18,8 \text{ кг}$ (дод. XXXII) [1].

Прискорення при пуску й гальмуванні повинні обмежуватися умовою відсутності буксування приводних (гальмових) коліс

$$a_{\max} = 1,25 \leq [P_3(\mu_o + f_c^{\min}) \mp W_c] \frac{1}{G} \quad (3.10)$$

де $P_3 = 99 \text{ кН.м.}$ - навантаження на приводні колеса (розділ 2.1);

$f_c = 0,015$ і $\mu_o = 0,4$ - значення коефіцієнтів (табл. 3.1);

W_c - опір пересуванню при гальмуванні опору ухилу й тертя приймаються зі

знаком мінус, $W_c = W_{d1} = 3,75 \text{ кН.м.}$

$G = 25,4 \text{ т}$ - маса крану.

$$1,25 \leq [99(0,4 - 0,015) - 3,75] \frac{1}{25,4} = 1,35.$$

3.5 Перевірка двигунів механізму пересування по моменту

Умова правильності вибору електродвигуна

$$K \cdot M^n \leq m_0 \cdot M^P,$$

де $K=1,3$ коефіцієнт перевантаження;

M^H - момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень,

$$M^H = \frac{0,6(W_{TP} + W_B + W_y)D_4}{2i_o\eta_M} = \frac{(25400 + 4750 + 163000)1,28}{2 \cdot 1940 \cdot 0,85} = 32,27 \text{ Н.м} \quad (3.11)$$

де W_y - опір від ухилу,

$m_0 = m_1 \cdot m_2 = 0,95 \cdot 1 = 0,95$ - коефіцієнт умов роботи;

$m_1 = 0,95$ - коефіцієнт відповідальності;

$m_2 = 1$ - коефіцієнт, що враховує умови роботи,

$M_{\max} = 2100 \text{ Н.м}$ - максимальний момент двигуна.

Тоді

$$1,3 \cdot 32,27 \leq 0,95 \cdot 2100$$

$$42 < 1995$$

Отже, обраний двигун задовольняє перевірці за моментом.

3.6 Перевірка гальма по моменту

Умова правильності вибору гальма

$$K \cdot M^H \leq m_0 \cdot M^P,$$

де $K = 1,2$ - коефіцієнт перевантаження;

M^H - момент на валу двигуна від нормативних складових навантажень,

$$\begin{aligned} M^H &= \frac{0,6(W_B + W_y)\eta_M}{2i_o} - \frac{0,6W_{TP}D_4}{2i_o\eta_M} = \\ &= \frac{(4750 + 53000)0,85}{2 \cdot 1940} - \frac{0,6 \cdot 25400 \cdot 1,28}{2 \cdot 1940 \cdot 0,85} = 6,75 \text{ Н.м} \end{aligned} \quad (3.12)$$

де $m_0 = m_1 \cdot m_2 = 1 \cdot 1 = 1$ - коефіцієнт умов роботи;

$m_1 = 1$ - коефіцієнт відповідальності;

$m_2 = 1$ - коефіцієнт, що враховує умови роботи;

$M^P = M_T = 100H \cdot m$ - розрахункова несуча здатність гальма.

Тоді, одержимо

$$1,2 \cdot 22,41 \leq 1 \cdot 100$$

$$6,75 < 100.$$

Отже, обраний гальмо задовольняє перевірці за моментом.

3.7 Модернізація гальма

Найбільше поширеніші гальма з електрогідприводом електромагнітним приводом, які володіють рядом істотних недоліків. Тому що гальма з електрогідроприводом, що мають досить м'яку гальмову характеристику, мають великий час спрацьовування, що значно залежить від температури навколишнього середовища.

Оскільки консистентність гальмової рідини при зміні температури також змінюється, а при збільшенні часу спрацьовування, вантаж устигає «провалюватися».

Гальма з електромагнітним приводом мають мінімальний час спрацьовування, приблизно 0,1 сек. Однак, при замиканні гальма відбувається удар колодок об шків, що викликає підвищені динамічні навантаження на металоконструкцію механізму крана, що в свою чергу веде до зниження його довговічності.

Проведений літературно-патентний аналіз відомих конструкцій гальм ГПМ, дозволив виявити технічне рішення, що володіють достоїнствами широко розповсюджених гальм та їхніх недоліків.

Поставлене завдання досягається шляхом підвищення швидкодії при замиканні й зниження експлуатаційних витрат.

На рис. 3.2 - схема виконання гальма.

На рис. 3.3 - перетин А-А.

На рис.3.4 - графіки зміни гальмового моменту,

M_T - колодок шківа й M_{TO} - фрикційних дисків і шківа.

На рис. 3.5 – графіки зміни частот обертання вала ω_B й шківа $\omega_{ш}$.

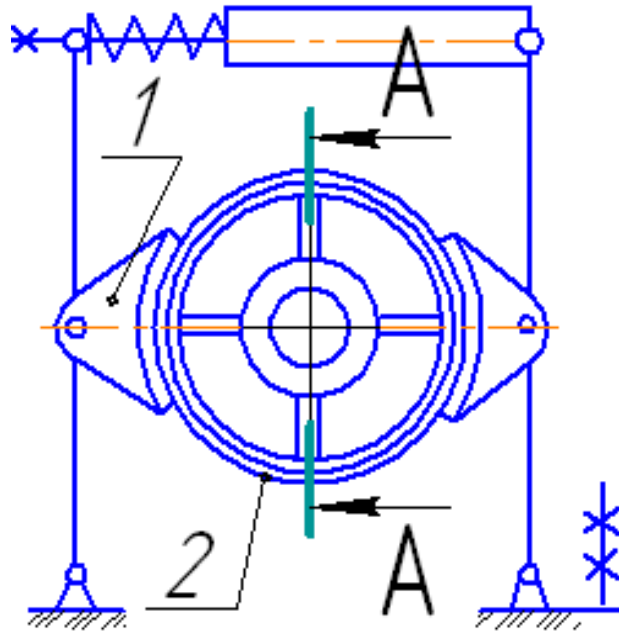
Гальмо містить колодки 1 з гальмовим шківом 2, установленим на радіальному підшипнику 3, що установлений на валу 4. Кільцеві фрикційні диски 5 й 6 установлені на валу 4 без можливості обертання відносно останнього, наприклад, за допомогою шпонкового або шліцевого з'єднання. Кільцеві фрикційні диски 5 й 6 притиснуті до торцевих поверхонь шківа 2 зусиллям пружного елемента (пружини) 7, величина якого може бути відрегульована за допомогою гайки 8, нагвинченої на вал 2. Колодкове гальмо відрегульоване на величину гальмового моменту більшу, ніж величина моменту, що виникає від сил тертя між торцевими поверхнями гальмового шківа 2 і кільцевими фрикційними дисками 5 й 6.

Пристрій працює в такий спосіб.

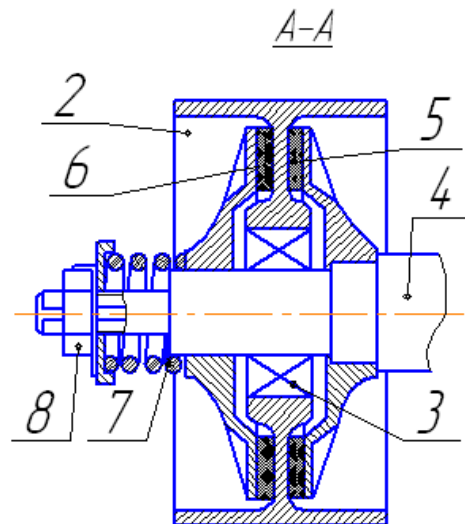
Перед початком гальмування колодковий нормально замкнуте гальмо 1 розімкнута, а вал 4 разом із фрикційними 5 й 6 і шківом 2 обертаються з кутовою швидкістю ω_o (див. рис.3.3). При відключенні живлення привода гальма 1 колодки останнього притискаються до гальмового шківа 2. При цьому пропорційно зусиллю притиснення буде змінюватися й гальмовий момент M_T (див. рис.3) колодкового гальма, що при значенні часу t_1 стане

дорівнює значенню M_1 , рівному значенню моменту M_{T0} , що виникає від сил тертя, між торцевими поверхнями гальмового шківів 2 і кільцевими фрикційними 5 й 6. При значенні часу, більшому t_1 , величина M_T спочатку зростає до значення M_z (це максимальне значення M_T , що перевищує статичне M_2 для гальм з гідроштовхачем у 2,5...3 рази, викликається ударом колодок об шків), а потім установиться на статичному значенні M_2 .

У той же час значення M_T перевищить значення M_{T0} , що викличе порушення зчеплення фрикційних 5 й 6 з торцевими поверхнями шківів 2. При цьому кутова швидкість шківів 2 стане менше кутової швидкості фрикціонів 5 й 6, а отже, і вала 4, тобто шківів 2, що опирається на радіальний підшипник 3, буде провертатися щодо вала 4. При досягненні часу значення t_2 кутова швидкість шківів зменшиться до нуля (тобто шківів зупиниться) за рахунок різниці моментів $M_T - M_{T0}$. Вал, що загальмовує, 4 разом із фрикціонами 5 й 6 зупиниться значно пізніше (коли час досягне t_3 значення), оскільки інерція шківів 2 на кілька порядків менше інерції мас, що загальмовують, пов'язаних з валом 4. Таким чином, гальмовий момент пропонованого гальмового пристрою на початку буде наростати по характеристиці M_T до значення M_1 (у перебігу часу від $0 - t_1$), а потім стане рівним йому (характеристика M_{T0} при $t > t_1$).



На рис. 3.2 - схема виконання гальма.



На рис. 3.3 - перетин А-А.

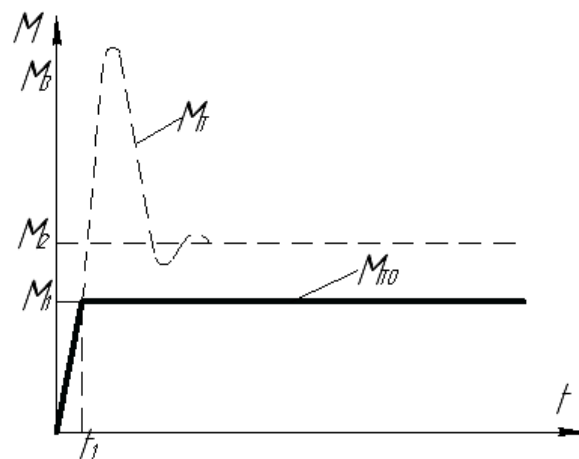


Рис.3.4 - Графік зміни гальмового моменту

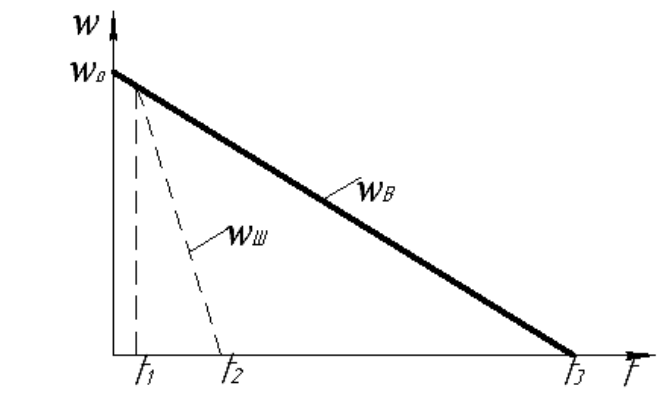


Рис. 3.5 – Графіки зміни частот обертання валу і шківів

ВИСНОВОК

В умовах переходу до ринкової економіки одним з факторів ритмічної роботи промислових підприємств є високоефективна і безпечна експлуатація техніки, устаткування, у тому числі, пневмоколісних кранів. Розвиток виробництва, його інтенсифікація й автоматизація висувають зростаючі вимоги до пневмоколісних кранів. До них пред'являються наступні вимоги: велика маневреність і незалежність пересування, як в межах будівельного майданчика, так і між майданчиками; можливість використання на різних видах робіт, мінімальні об'єми, трудомісткість, монтажних і демонтажних робіт на машині, при підготовці майданчиків для експлуатації, а також при перебазуванні машини з об'єкта на об'єкт. У зв'язку, із чим актуальна розробка методики проектування пневмоколісних кранів.

Кваліфікаційна робота виконана у повному обсязі відповідно до завдання на проектування. В роботі послідовно вирішені наступні завдання:

- ознайомлення з конструкцією і технічною характеристикою сучасних пневмоколісних кранів;
- вибір та розрахунок геометричних та масових параметрів крана;
- розрахунок механізму підйому вантажу;
- розрахунок механізму повороту крану;
- розрахунок механізму підйому стріли;
- розрахунок стійкості баштового крану;
- зроблено модернізацію приводу і гальм.

Результати кваліфікаційної роботи можуть бути використані на машинобудівних підприємствах, України виробляючих стрілові самохідні крани.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Проектування транспоруючих машин. Навчальний посібник / В. Ф. Рідний [та ін.]. Харків : Міськдрук, 2015. 415 с.
2. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання. Навчальний посібник / В. О. Малащенко [та ін.]. Рівне : НУВГП, 2017. 346 с.
3. Вікович І. А. Транспортні навантажувально-розвантажувальні засоби. Підручник. Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2018. 678 с.
4. Будівельна механіка металевих конструкцій дорожно-будівельних, підйомних і транспортних машин: Підручник / В.Д.Шевченко, В.Г.Піскунов, Ю.М.Федорченко та інш. За ред.. В.Г.Піскунова, В.Д.Шевченко.-К.: Вища шк.,2004.-438с.
5. Бондарєв В.С. Підйомно-транспортні машини / В.С.Бондарєв, О.І.Дубинець, М.П.Колісник, С.В.Бондарєв, Ю.П.Горбатенко, В.Я. Баранов.-К.:Вища шк.,2009.-734с.
6. Козуб Ю. Г., Маслійов С. В. Підйомно-транспортні машини. Підручник. – Старобільськ, 2018. 277 с.
7. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини /О.В.Григоров, Н.О.Петренко.-Харків: НТУ «ХПІ», 2006.- 300с.
8. Розрахунки механізмів кранів мостового типу / С.В.Ракша, В.В.Мелашевич, М.П.Колесник.-Днепропетровськ: Пороги. 2006.-147с.
9. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідймальних кранів: ДНАОП 0.00-1.03-02.-Х.:Форт,2002.-416с.
12. Колісник М.П. Крани будівельні. Технічні характеристики /М.П.Колісник, А.Ф.Шевченко, В.В.Мелашеч, С.В. Ракша // Довідник.-Дніпропетровськ: Пороги, 2006.- 188с.
13. Григоров О.В. Раціональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів / О.В.Григоров, В.В.Стрижак, Н.О.Петренко та інш. // Монографія.-Харків: ХНАДУ, 2016.-352с.
14. Назаренко І. І., Німко Ф. О. Вантажопідймальна техніка (конструкції,

ефективне використання, сервіс): Навчальний посібник. –К.: Видавничий дім «Слово», 2010. 400 с.

15. Полянський С. К., Білякович М. О. Технічна експлуатація будівельнодорожніх машин і спеціальних автомобілів. Навчальний посібник. Частина 2. Заправлення та мащення. Управління технічним станом машин. – К.: «Слово» – 2011. 448 с..

16. Туршин В.О. Машини промислового транспорту безперервної дії. /В.О.Туршин, В.В.Федорченко // Навчальний посібник.- Луганськ: Вид-во СНУ ім.Даля, 2009 – 134с.

17. Крани спеціальні: навч. посібник / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко. – Запоріжжя : Національний університет "Запорізька політехніка", 2023. – 396 с.

19. Розрахунок механізмів вантажопідіймальних машин: навч. посіб. /В.О. Волянюк, Є.В. Горбатюк. – Київ: КНУБА, 2021. – 136 с

20. Правила пристрою і безпечної експлуатації вантажопідійомних машин. Видавництво Харків, 1994. 267 с.

21. Бондарев В.С. і інш. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки піднімальних і транспортних машин. К.:Вища школа, -2009. 736с.