

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 порталного крану вантажопідйомністю 32 т. за рахунок модернізації протиугінного захвата

(тема кваліфікаційної роботи)

Виконав: студент 2 курсу, групи ДГМ-24мг  
спеціальності: 133 Галузеве машинобудування

(код і найменування спеціальності)

Сала /Станіслав ЛЄШНЬОВ  
(підпис) (ім'я та прізвище)

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

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

«До захисту допущено»

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

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

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

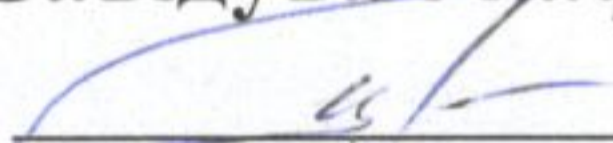
Харків – 2025 рік

**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) Станіславу Лешньову  
(ім'я, прізвище)

1. Тема **Вдосконалення порталного крану вантажопідйомністю 32 т. за рахунок модернізації протиугінного захвата** затверджена наказом по академії № \_\_\_\_\_ від « 6 » 10 2025р.

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

Виконати вдосконалення порталного крану вантажопідйомністю 32 т. за рахунок модернізації протиугінного захвата

4. Зміст роботи/проєкту (перелік питань, що їх належить розробити):  
Вступ; Розрахунок механізму головного підйому крана порталного;  
Розрахунок механізму пересування крана; Розрахунок механізму повороту;  
Модернізація протиугінного захвата; Висновки; Список використаних  
джерел; Додатки.

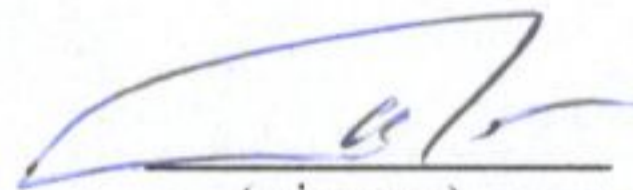
5. Перелік графічного матеріалу (презентаційний матеріал):  
Презентація основних результатів виконаних досліджень. Роздатковий  
матеріал

6. Консультант:

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

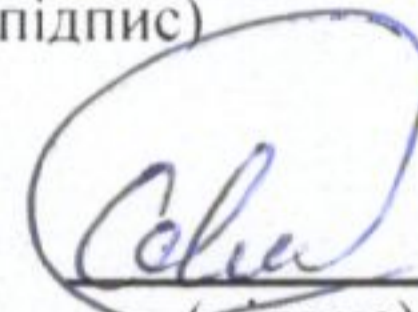
7. Дата видачі завдання «02» вересня 2025р.

Керівник роботи

  
(підпис)

Олег ПОДОЛЯК  
(ім'я, прізвище)

Завдання прийняв до виконання

  
(підпис)

Станіслав ЛЄШНЬОВ  
(ім'я, прізвище)

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

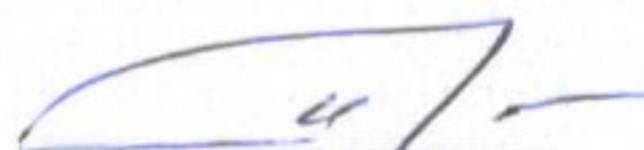
№ з/п	Назва етапів роботи та питань, які мають бути розроблені відповідно до завдання	Термін виконання	Позначки керівника про виконання завдань
1	Розрахунок механізму головного підйому крана порталного	10.09.2025	
2	Розрахунок механізму пересування крана	01.10.2025	
3	Розрахунок механізму повороту	15.10.2025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

Студент (ка)

  
(підпис)

Станіслав ЛЄШНЬОВ  
(ім'я, прізвище)

Нормоконтроль

  
(підпис)

Олег ПОДОЛЯК  
(ім'я, прізвище)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка містить: 73 сторінки основного тексту, 12 рисунків, 1 таблиця, 21 літературних джерел.

Мета проекту: Підвищення ефективності роботи порталного крана за рахунок модернізації протиугінного захоплювача.

Об'єкт дослідження: порталний кран

Новизна роботи полягає у вдосконаленні механізму протиугінного захоплювача

Виконано розрахунки: механізму підйому, механізму пересування і повороту порталного крана. Запропоновано й обґрунтована заміна застарілих механізмів більш сучасними. У дослідницькій частині виконано вдосконалення механізму протиугінного рейкового захоплювача з метою безпечної експлуатації даного крана.

Ключові слова:

МЕХАНІЗМ, ПІДЙОМ, ГАЛЬМО, БАРАБАН, РЕДУКТОР, ОСЬ, БОЛТ, ГРЕЙФЕР, ГАЙКА, ТРАВЕРСА, ВІЗОК, ВАЛ, КАНАТ, РОЗРАХУНОК, ПУСКОВИЙ МОМЕНТ, ЕЛЕКТРОДВИГУН.

## ЗМІСТ

	Вступ	
1	Призначення і область застосування	6
2	Розрахунок механізму головного підйому крана порталного	11
	2.1 Розрахунок і вибір каната	12
	2.2 Визначення геометричних розмірів барабана	14
	2.3 Вибір електродвигуна	24
	2.4 Визначення передатного відношення редуктора	26
	2.5 Перевірка електродвигуна	26
	2.6 Вибір гальма	27
	2.7 Вибір муфт	28
3	Розрахунок механізму пересування крана	31
	3.1 Визначення опору пересуванню	32
	3.2 Вибір електродвигуна	33
	3.3 Вибір гальма	34
	3.4 Визначення запасу зчеплення	35
	3.5 Розрахунок осі колеса	36
	3.6 Розрахунок колеса ходового	39
	3.7 Розрахунок підшипника	40
	3.8 Розрахунок осі головного балансира	41
	3.9 Розрахунок опори	43
4	Розрахунок механізму повороту	44
	4.1 Вибір кінематичної схеми механізму повороту	44
	4.2 Сумарний статичний момент опору обертаючого крана	45
	4.3 Вибір електродвигуна	51
	4.4 Визначення гальмового моменту	56
	4.5 Розрахунок муфти граничного моменту	56
	4.6 Розрахунок шліцьового зачеплення напруги змінанню	57
	4.7 Розрахунок вихідного вала-шестірні, вибір підшипників	58
5	Дослідницька частина	61
	Модернізація протиугінного захвата	64
	5.1 Рейкові захвати	67
	5.2 Захвати з нижнім розташуванням приводного гвинта	69
	5.3 Захвати з верхнім розташуванням горизонтального приводного гвинта	69
	5.4 Захват з вертикальним розташуванням приводного гвинта	69
	Висновки	71
	Список використаних джерел	72

## 1 ПРИЗНАЧЕННЯ І ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ

Портальними кранами називають поворотні стрілові крани, установлені на твердому, що пересувається по рейках помосту-порталі, під яким можуть проходити залізничні колії або безрейкові дороги. Портал крана опирається на ходові візки, що мають індивідуальний електричний привод. Візки з'єднані з ногами порталу вертикальним шворнем. Останній дозволяє переміщатися порталу як по прямолінійним, так і по криволінійних ділянках підкранових колій.

На рисунку 1.1 представлений загальний вид портального крана:

1 - механізм пересування; 2 - кабельний барабан; 3 - портал; 4 - опорно-поворотний пристрій; 5 - поворотна платформа; 6 - кабіна керування; 7 - тяга механізму зміни вильоту; 8 - рухлива противага; 9 - стріла; 10- гнучке відтягнення; 11 - профільований хобот; 12 - грейфер; 13 - канат механізму підйому; 14 - машинне відділення.

Всі крани оснащені приладами безпеки, звукової й світлової сигналізації.

Портальні крани застосовують для механізації вантажно-розвантажувальних робіт у морських і річкових портах, у гідротехнічному будівництві й промисловості, а також при будівлі й ремонті судів. Широке поширення портальних кранів пояснюють їх наступними позитивними якостями:

— універсальністю (портальними кранами можна виконувати вантажно-розвантажувальні операції зі штучними й сипучими вантажами, використати при будівництві й монтажі великих об'єктів);

— високою продуктивністю;

— більшими площами обслуговування;

— можливістю пересування над залізничними коліями й автострадами;

— невеликою площею опор, що займають корисну територію робочої площадки;

—можливістю виконання операцій у стиснутих умовах верхньої будови судів.

Портальні крани класифікують по призначенню і конструкції опорної частини порталу, опорно-поворотної частини, стрілових пристроїв. По призначенню портальні крани ділять на портальні перевантажувальні, крюкові (К.ППК) і грейферні (КППГ), крани портальні монтажні (К.ПМ), крани портальні будівельні.

Вантажопідйомність перевантажувальних портальних кранів, призначених для вантажно-розвантажувальних робіт, звичайно перебуває в межах від 1,6 до 15...25 т. Монтажні крани мають більшу вантажопідйомність (до 80 т і вище). Вантажопідйомність перевантажувальних кранів постійна на всіх вильотах стріли, монтажних - залежить від вильоту. Часто використовують два гаки з різною вантажопідйомністю. Стріли перевантажувальних портальних кранів повинні перекривати судно, а іноді й кілька судів, що стоять поруч. У зв'язку із цим максимальні значення вильотів стріли досягають 25...30 м, а в окремих портальних кранах - до 50 м. Висота підйому вантажу над головою рейки становить 25...30 м, іноді до-110 м, глибина опускання - 15...20 м. Середня швидкість підйому вантажу змінюється для різних типів кранів від 30 до 90 м/хв. У монтажних кранів вона нижче й, крім того, є посадкова швидкість, приблизно в 30 разів менша, чим основна. Частота обертання стріли звичайно становить 1...2 об/хв. Вона обмежується розгойдуванням вантажу, що при підвищенні швидкості стає дуже інтенсивним. Зміна вильоту стріли здійснюється зі швидкістю 20...60 м/хв. Рух крана по рейковому шляху є настановним, внаслідок чого швидкість його невелика (звичайно 32 м/хв).

На будівництві портальні крани доцільно використати тільки при великих вантажопотоках на одному місці, коли ведеться тривалий монтаж (греблі, шлюзи, гідроелектростанції). Будівельні портальні крани працюють тільки з гаком. З їхньою допомогою подається бетон у баддях, арматури, частини турбін, двигуни й ін. Вантажопідйомність цих кранів змінна й звичайно досягає 15...20 т при мінімальних вильотах стріли.

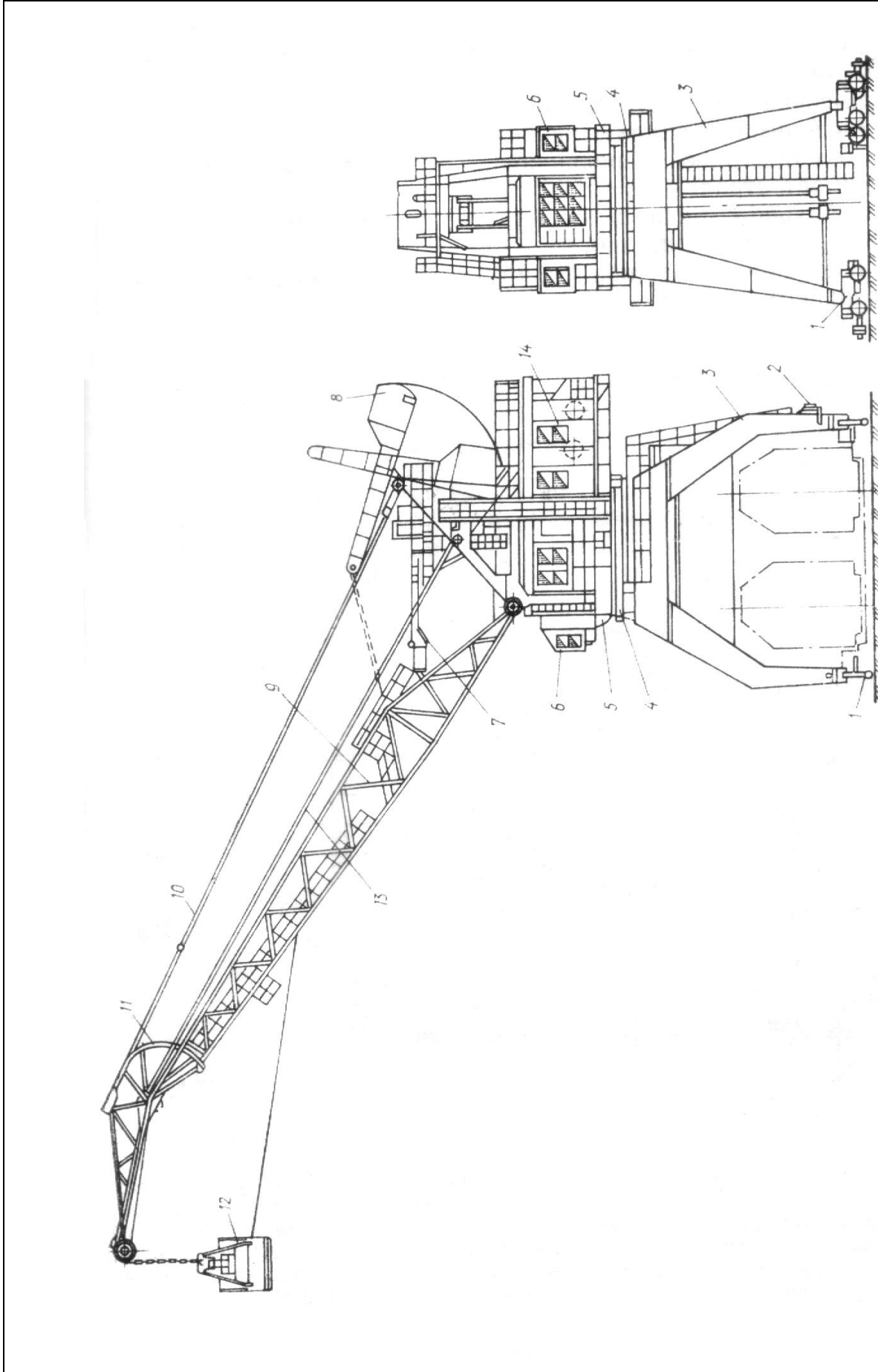


Рис.. 1.1 Загальний вид порталного крана

## ВСТУП

Вантажопідйомні машини - високоефективний засіб комплексної механізації й автоматизації підйомно-транспортних, вантажно-розвантажувальних робіт. Застосування таких машин зменшує обсяг важких ручних операцій і сприяє різкому підвищенню праці.

Українською державою передбачається значне збільшення випуску засобів механізації підйомно-транспортних, вантажно-розвантажувальних і складських робіт, а також розробка нових конструкцій підйомно-транспортних комплексів машин і механізмів, що мають дистанційне й автоматичне керування. Для виконання поставлених завдань необхідне використання програмного керування, зокрема застосування мікропроцесорних пристроїв.

Науково-технічний прогрес, різке підвищення продуктивності праці, істотне збільшення виробництва засобів механізації й автоматизації підйомно-транспортних, вантажно-розвантажувальних робіт з метою значного скорочення сфери застосування ручної праці обумовили широке застосування збалансованих маніпуляторів.

Вантажопідйомні машини призначені для підйому, переміщення й подачі вантажів у необхідне місце, що обслуговує машиною. Вони обслуговують виробничі процеси в цехах заводів і на будівельних об'єктах, установлюють і монтують промислове встаткування, виконують вантажно-розвантажувальні роботи на складах й є складовою частиною комплексної механізації виробничих процесів у всіх галузях народного господарства. На сучасних підприємствах системи піднімальних машин часто є органічно зв'язаною, невід'ємною частиною технологічного встаткування, що забезпечує нормальну безперебійну роботу виробництва.

Портальні електричні крани є одним з найпоширеніших типів кранів. Вони застосовуються у всіх галузях промисловості й призначені для переміщення різних вантажів у складах, портах заводах й інших об'єктах. Крани, дозволяють вантажити безпосередньо у вагони залізничного транспорту.

Удосконалення і розробка нових конструкцій транспортних машин і транспортуючих пристроїв, а також вантажопідйомних машин і будь-яких інших рухливих пристроїв і механізмів, нерозривно пов'язані з підвищенням швидкості руху (переміщення) і, отже, з ростом рівня динамічних навантажень, які виникають у механічній системі при пуску й гальмуванні.

## 2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ КРАНА ПОРТАЛЬНОГО

### Вибір кінематичної схеми механізму головного підйому

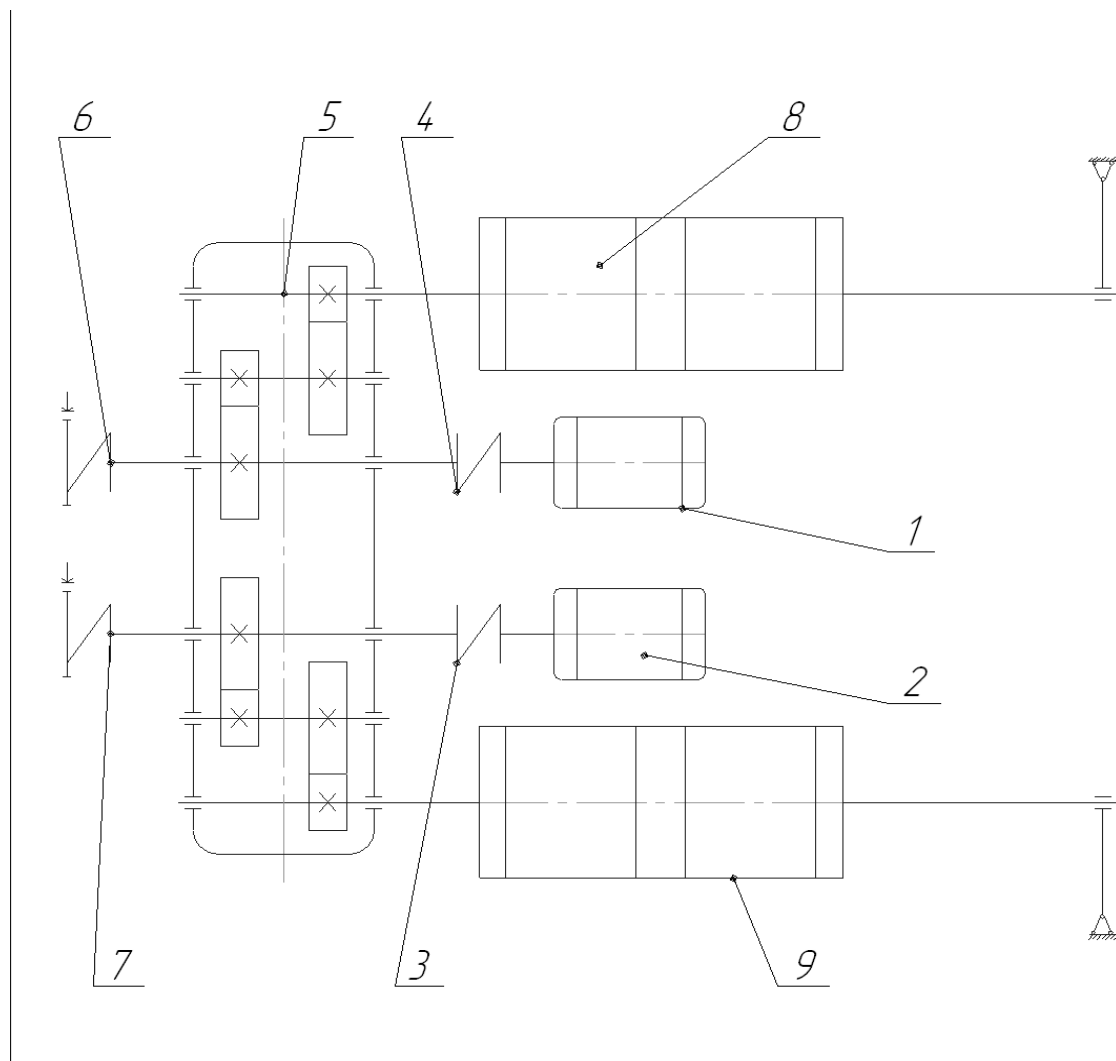


Рис. 2.1 - Кінематична схема механізму підйому порталного крана

Електродвигуни 1,2, за допомогою муфти 3,4, передає обертання на швидкохідні вали редуктора 5. Тихохідний вал редуктора, у свою чергу. Передає обертання на вал барабани 8,9. На швидкохідному валу редуктора встановлені муфти з гальмовими шківками 6,7, які при гальмуванні взаємодіють із гальмами.

Вихідні дані:

Швидкість підйому, м/с	- 1,083
Вантажопідйомність, т	- 16/20/32
Кратність поліспасти	- 1-1-2
Висота підйому, м	- 25/5 з
Q - вантажопідйомність, т	- 32

**2.1 Розрахунок і вибір каната**

Канат вибирається з умов рівномірного завантаження замикаючих і підтримуючих канатів вагою навантаженого грейфера (2 замикаючих і 2 підтримуючих канатів).

Обраний канат перевіряється на перевантаження. Допустимий запас міцності повинен бути не менш 2,5 [3].

Розрахунок каната ведеться на розтягнення виходячи із запасу міцності каната [4].

$$n = \frac{S_{разр}}{S_{max}} \quad (2.1)$$

де  $n = 9$  - запас міцності каната;

$S_{разр}$  - розривне зусилля каната;

$S_{max}$  - найбільший натяг каната.

Максимальне зусилля, що доводиться на одну гілку каната дорівнює

$$S_{max} = \frac{G \cdot 9,8}{m \cdot \eta_n} \quad (2.2)$$

де  $G = 16000$  кг - вага завантаженого грейфера;

$m = 4$  - кількість канатів на які підвішений вантаж;

$\eta_{\text{п}} = 1$  - коефіцієнт корисної дії поліспасти (поліспасти відсутній);

$$S_{\text{max}} = \frac{16000 \cdot 9,81}{4,1} = 39200, H$$

$$S_{\text{разр}} = n \cdot S_{\text{max}} = 9 \cdot 39200 = 352800, H \quad (2.3)$$

По СТП 24084-82 приймаємо канат шестипрядний з органічним сердечником діаметром 28 мм із розривним зусиллям каната 396000Н, позначення каната 28-Г-І-Л-Н-1570 (160) ДЕРЖСТАНДАРТ 2688-80.

Фактичний запас міцності каната

$$n = \frac{S_{\text{разр}}}{S_{\text{max}}} = 396000/39200 = 10,1.$$

Обраний канат перевіримо на перевантаження, а саме на випадок, коли вага завантаженого грейфера розподіляється на 2 канати підтримуючих або замикаючих.

У цьому випадку  $S_{\text{max}} = \frac{16000}{2} \cdot 9,81 = 78400, H$ , тоді фактичний запас міцності буде  $n = \frac{S_{\text{разр}}}{S_{\text{max}}} = \frac{396000}{78400} = 5,05$ .

Перевіримо умову  $n \geq [n]$ ,  $[n] = 2,5$  при роботі з грейфером  $5,05 > 2,5$ .

Перевіряємо обраний канат на крюковому режимі при навантаженні 20 т при режимі 5 М  $[n] = 7,1$ ;

$G_{\text{под}} = 530$  кг – вага підвіски вантажопідйомністю 20т;

$m = 4$  - кількість канатів на які підвішений вантаж.

Підставляючи дані у формулу (2.2) одержуємо:

$$S_{\text{max}} = \frac{20000}{4} + \frac{530}{4} = 5132,5 \text{ кг} = 50298,5 H$$

$$n = \frac{396000}{50298,5} = 7,87$$

$$7,87 > 7,1$$

Умова виконується.

## 2.2 Визначення геометричних розмірів барабана.

### 2.2.1 Визначення розмірів барабана

$$D_{\delta} = d_k (l-1); [1]$$

$D_{\delta}$  – діаметр барабана;

$d_k = 28$  мм – діаметр каната;

$l = 20$  - для грейферного стрілового крана.

$$D_{\delta} = 28 (20-1) = 532 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр барабана по середній лінії каната - 1000 мм.

Довжина каната, намотуваного на один барабан  $L_k = H \cdot m$ .

$H = 25 + 20 = 45$  м - сумарна висота підйому; 25 м - угору, 20 м - униз.

Для вантажу 32 т  $L_k = H \cdot m = (25+5) \cdot 2 = 60$  м. Ці 60 м повинні бути розміщені на барабані.

Крок нарізки вибираємо залежно від  $d_k$ .

$$t_n = 1,1, d_k = 1,1 \cdot 28 = 30,8, \text{ приймаємо крок } t_n = 32 \text{ мм.}$$

Число витків нарізки барабана для забезпечення сумарної висоти підйому визначаємо по формулі:

$$z_o = \frac{H}{\pi \cdot D_{\delta}} = \frac{60}{3,14 \cdot 1000} = 19,1 \approx 19 \text{ витків} \quad (2.4)$$

Повне число витків

$$z_n = z_o + z_s + z_k \quad (2.5)$$

$Z_3 = 2$  – число запасних витків;

$Z_k = 2$  – число витків, зайнятих кріпленням;

$$Z_{\Pi} = 19 + 2 + 2 = 23$$

Довжина нарізаної частини для одного каната

$$l_H = Z_{\Pi} \cdot t_H = 23 \cdot 32 = 736, \text{ мм.}$$

Повна довжина барабана

$$L_6 = 736 \cdot 2 + 236 + 113,5 \cdot 2 = 1935, \text{ мм} \quad (2.6)$$

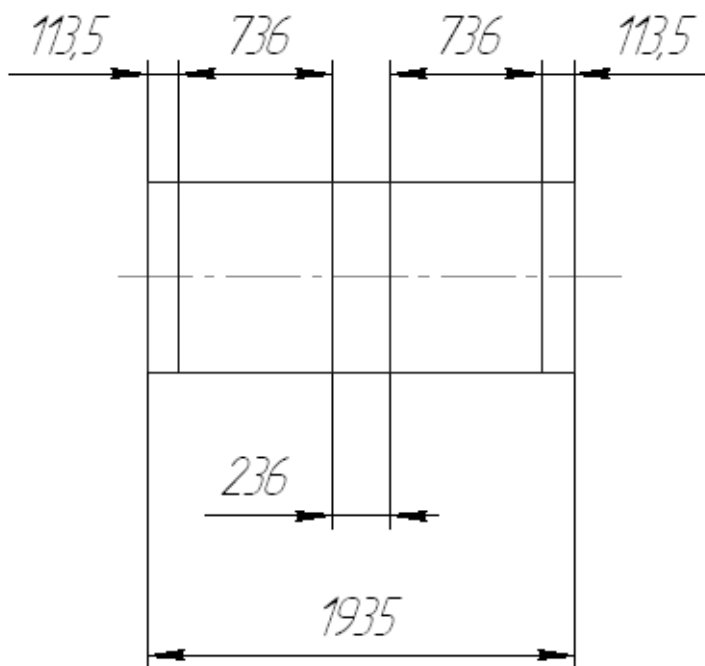


Рис. 2.2 Геометричні розміри барабана

2.2. 2 Розрахунок припустимих кутів відхилення каната на блоці й барабані

- припустимий кут відхилення каната на блоці зрівняльному при роботі підвіскою 32 т розраховуємо по формулі (2.7).

$$D = 380; k = 44, B_1 = 55, d_k = 28$$

$$\operatorname{tg} \gamma_o < \operatorname{tg} \alpha \sqrt{1 - \frac{\left(1 + \frac{d_k}{D}\right)^2}{\left(1 + \frac{2k}{D} + \frac{d_k \sin \alpha}{D}\right)^2}} \quad (2.7)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B_1}{K} = \frac{B_1}{2K} = \frac{55}{2.44} = 0,625; \quad \alpha = 32^\circ; \quad \sin \alpha = 0,52992.$$

$$\gamma_o = 0,625 \sqrt{1 - \frac{\left(1 + \frac{28}{380}\right)^2}{\left(1 + \frac{2.44}{380} + \frac{28 \cdot 0,52992}{380}\right)^2}} = 0,625 \sqrt{1 - \frac{1,1528}{1,2536}} = 0,625 \sqrt{0,0804} = 0,17725$$

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

- припустимий кут відхилення каната на барабані :

$$t_H = 32 \text{ мм}, D_{\text{бк}} = 1000 \text{ мм}, d_k = 28 \text{ мм}, h = 9 \text{ мм}, r = 2,6 \text{ мм}, R = 16 \text{ мм}.$$

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varepsilon) \quad (2.8)$$

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \left[ \frac{t}{\pi \cdot D_{\text{бк}}} \right] - \text{кут підйому осі канавки барабана.}$$

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{32}{3,14 \cdot 1000} = 0,0102 = 0^\circ 35'$$

Припустимий кут відхилення показаний на малюнку 2.3.

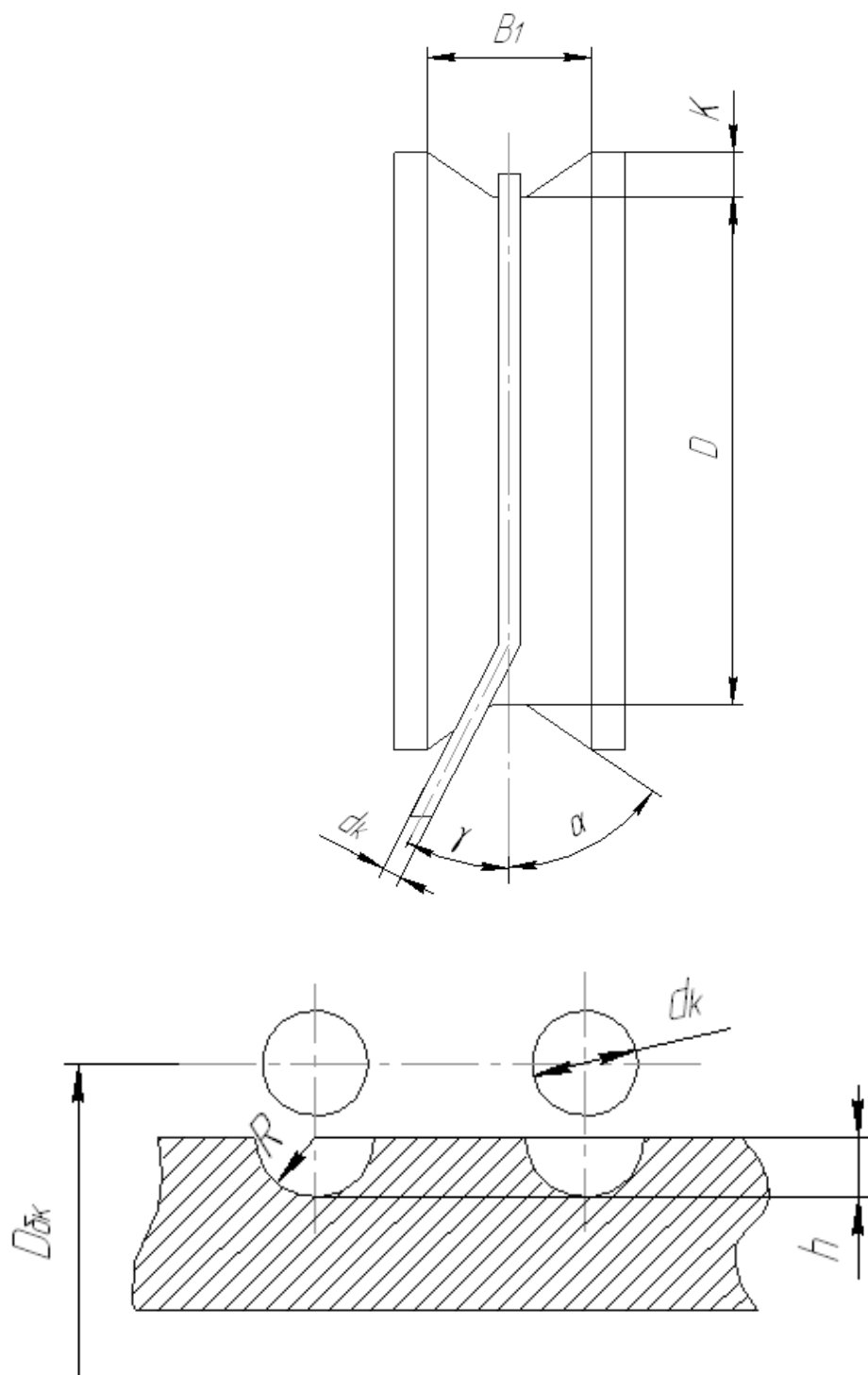


Рис. 2.3 Припустимий кут відхилення

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \sqrt{\frac{2(R - 0,5d_k)}{D_{6k}} \left[ 1 - \frac{h}{2(R + r_1)} \right]} = \\ &= \sqrt{\frac{2(16 - 0,5 \cdot 2,8)}{1000} \left[ 1 - \frac{9}{2(16 + 2,6)} \right]} = \sqrt{0,00303} = 0,055 \end{aligned}$$

де  $\alpha_1 = 3^{\circ}9'$

$$\gamma_2' = \alpha_1 + \varepsilon = 3^{\circ}9' + 0^{\circ}35' = 3^{\circ}44' \text{ - убік від витків;}$$

$$\gamma_2'' = \alpha_1 - \varepsilon = 3^{\circ}9' - 0^{\circ}35' = 2^{\circ}34' \text{ - убік сусідніх витків.}$$

### 2.2.3 Розрахунок барабана на міцність

При роботі барабан випробовує в основному поперечний стиск, а також крутіння й вигин. Товщина циліндричної стінки барабана визначається з розрахунку на стиск [1,2].

$$\sigma = \frac{\alpha \cdot n \cdot S_{\max}}{\delta \cdot t_H} \leq [\sigma_{сж}] \quad (2.9)$$

де  $S_{\max} = 78400$  – максимальний натяг каната;

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

$n$  - число шарів навивки;

( $n = 1$  - при одношаровій навивці каната;

$t_H = 32$  мм.

$[\sigma_{сж}] = 165$  МПа для сталі 09М2С-12 і групи режиму 5М.

$$\delta = \frac{\alpha \cdot n \cdot S_{\max}}{t_H [\sigma_{сж}]} = \frac{1 \cdot 78400}{32 \cdot 165} = 15 \text{ мм}$$

Уточнюється товщина стінки барабана по формулі:

$$\delta = \psi \cdot 1,07 \cdot \frac{S_{\max}}{t_H [\sigma_{сж}]}$$

( $\psi$  - коефіцієнт, що враховує вплив деформацій стінки і каната.

$$\psi = \left( 1 + \frac{E_{\kappa} \cdot F_{\kappa}}{E_{\delta} \cdot \delta \cdot t_{\text{H}}} \right)^{-1/2} \quad \text{або} \quad \psi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{E_{\kappa} \cdot F_{\kappa}}{E_{\delta} \cdot \delta \cdot t_{\text{H}}}}} \quad (2.10)$$

$E_{\kappa} = 90000$  МПа – модуль пружності каната;

$F_{\kappa} = 252,46$  мм<sup>2</sup> – розрахункова площа перетину всіх дротів каната;

$E_{\delta} = 21000$  МПа – модуль пружності матеріалу стінки барабана

(сталь 09М2С-12);

$\delta = 15$  мм;  $t_{\text{H}} = 32$  мм.

$$\psi = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{90000 \cdot 252,46}{210000 \cdot 15 \cdot 32}}} = \frac{1}{\sqrt{1,2254}} = 0,903$$

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

Конструктивно приймаємо товщину стінки барабана по дну канавок

$\delta = 16$  мм і фактично  $\sigma_{\text{сж}}$  складе

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{S_{\text{max}}}{\delta \cdot t_{\text{H}}} = \frac{78400}{32 \cdot 16} = 153, \text{ МПа}$$

$153 < 165$  Мпа. Умова виконується.

У зв'язку з тим, що

$$1) - \frac{D}{\delta} = \frac{1000 - 28}{16} = 60,75 ;$$

$$2) - \frac{L_{\text{бар}}}{D} = \frac{1935}{972} = 1,99 < 3$$

При  $\sigma_{\text{сж}} = 153$  МПа перевірений розрахунок циліндричної стінки на стійкість не потрібно.

Перевірочний розрахунок напруг у циліндричній стінці в стику з торцевою стінкою виконується по формулі

$$\sigma_{mp} = 0,89 \left( \varepsilon \cdot \sigma_H + \rho \frac{H}{\delta^2} \right) \leq [\sigma] \quad (2.11)$$

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

$$\Theta = 0,39 \frac{1,3 + 0,7 \left( \frac{r_2}{R_2} \right)^2}{1 - \left( \frac{r_2}{R_2} \right)^2} \cdot \sqrt{\frac{\delta}{R}} \cdot \left( \frac{S_m}{\delta} \right)^3 \quad (2.12)$$

де  $S_m = 20$  мм – товщини торцевої стінки;

$r_2 = 160$  мм,  $R_2 = 467,5$  мм,  $R = 467,5$  мм,  $a = 60,5$  мм.

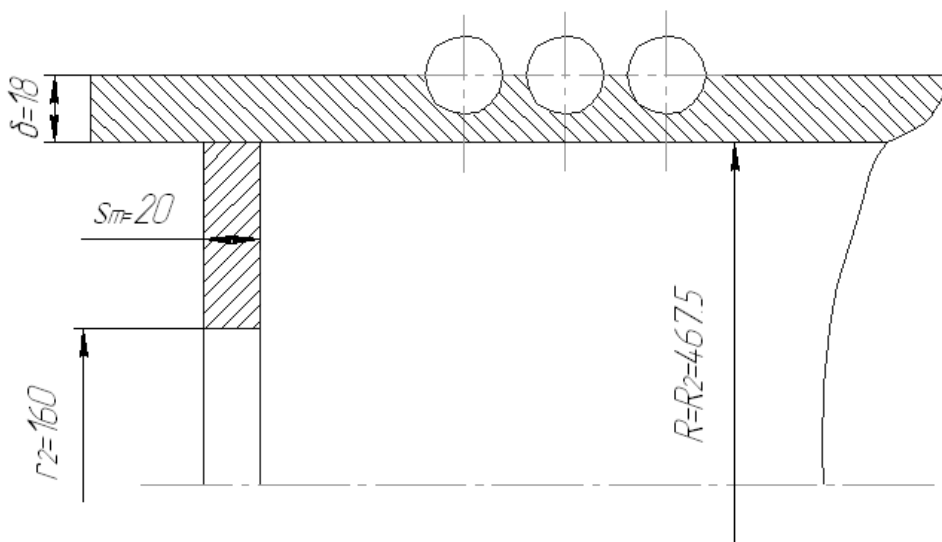


Рис. 2.4 Геометричні характеристики барабана

$$\Theta = 0,39 \cdot \frac{1,3 + 0,7 \left( \frac{160}{467,5} \right)^2}{1 - \left( \frac{160}{467,5} \right)^2} \cdot \sqrt{\frac{18}{467,5}} \cdot \left( \frac{20}{18} \right)^3 = 0,164$$

Для визначення коефіцієнта  $\varepsilon$  для різних  $\Theta$  визначимо співвідношення

$$\frac{a}{\sqrt{R \cdot \delta}} = \frac{60,5}{\sqrt{467,5 \cdot 18}} = 0,6595$$

Для таких значень  $\Theta=0,164$  і  $\frac{a}{\sqrt{R \cdot \delta}} = 0,6595$ ,  $\varepsilon < 0,5$ , отже міцність забезпечується і розрахунок напруг по вищенаведеній формулі не виконується.

Перевірочний розрахунок напруг у торцевій стінці в маточини виконується по формулі

$$\sigma_{сж} = 0,89 \cdot C_3 f \frac{T}{S_T \cdot t} + (C_4 - g C_3) \frac{H}{S_T^2} =$$

$$0,89 \cdot 1,47 \cdot 0,316 \frac{16000}{20 \cdot 32} + (C_4 - \rho C_3) \cdot \frac{O}{S_T^2} = 103,6 \text{ МПа} \quad (2.13)$$

Коефіцієнти  $C$  по відношенню  $\frac{r}{\rho} = \frac{160}{467,5} = 0,34$ ;

$T=2$ .  $S_{\max}$ - найбільший статичний натяг каната= $2 \cdot 78400=156800$ , Н;

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

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

$$f = \varepsilon \frac{\delta}{S_T} + \nu \sqrt{\frac{\delta}{R}} = 0,256 \frac{18}{20} + 0,44 \sqrt{\frac{18}{467,5}} = 0,3167.$$

$$\varepsilon = 1,82 \cdot \frac{\Theta}{1 + \Theta} = 1,82 \cdot \frac{0,164}{1 + 0,164} = 0,256$$

$$\nu = 0,39 \frac{1 + 2\Theta}{1 + \Theta} = 0,39 \cdot \frac{1 + 2 \cdot 0,164}{1 + 0,164} = 0,44$$

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

Міцність торцевої стінки забезпечується.

## 2.2. 4 Розрахунок барабана на вигин і крутіння.

Крутний момент переданий барабаном  $M_{кр} = 78400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Згинальний момент на барабані максимальний (при максимальній відстані канатів від опор барабана) при підйомі вантажу на повну висоту.

$$M_{изг} = 78400 \cdot 0,877 = 68756 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напряга від спільної дії вигину й крутіння розраховуємо по формулі.

$$\sigma = \sqrt{\frac{M_{изг}^2 + (0,75M_{кр})^2}{W}} = \sqrt{\frac{68756^2 + (0,75 \cdot 80000)^2}{13204,47}} = 840, \text{ МПа} \quad (2.14)$$

$W$  - екваторіальний момент опору поперечного перерізу барабана.

$$W = 0,1 \frac{D_b^4 - D_r^4}{D_b} = 0,1 \cdot \frac{972^4 - 935^4}{972} = 13204,47, \text{ см}^3$$

$D_b = 972 \text{ мм}$  – діаметр барабана по дну канавок;

$D_r = 935 \text{ мм}$  – внутрішній діаметр барабана.

Міцність барабана забезпечується.

## 2.2.5 Розрахунок кріплення каната на барабані

Канат кріпиться шістьма притискними планками (по 3 на кожну сторону барабана) з одним болтом на кожну. При розрахунку кріплення враховується зменшення зусилля, що діє на болти за рахунок тертя витків каната, зайнятих кріпленням, об поверхню барабана й розрахунковий натяг каната в місці кріплення з урахуванням розвантажувальних витків буде:

$$S_{KP} = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}} \quad (2.15)$$

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

$\alpha = 2\pi \cdot 1,5$  витка =  $3\pi$  - кут обхвату барабана витками, що розвантажують;

$S_{\max} = 784000, H$  – максимальне зусилля в гілці каната;

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

$$S_{kp} = \frac{8000}{2,7 \cdot 0,1 \cdot 3\pi} = \frac{78400}{2,5} = 31360, H$$

Необхідне натискання болтів кріплення

$$P = \frac{K \cdot 0,65 \cdot S_{kp}}{W} = \frac{1,25 \cdot 0,65 \cdot 31360}{0,35} = 72794, H \quad (2.16)$$

$k = 1,25$  - коефіцієнт надійності кріплення;

$W = 0,35$  - коефіцієнт опору руху каната при затискачі планками;

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

Внутрішній діаметр болта.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi \cdot z \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 72794}{3,14 \cdot 3 \cdot 11500}} = 1,65, см \quad (2.17)$$

$z = 3$  - число болтів кріплення;

$[\sigma] = 11500$  МПа для Ст 20. [7].

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

### 2.3 Вибір електродвигуна

Потужність електродвигуна, необхідна для підйому вантажу визначається по формулі:

$$N = \frac{G \cdot v_{\text{дм}}}{1000 \cdot \eta}, \text{кВт} \quad (2.18)$$

де  $v = 1,083$  м/с - швидкість підйому вантажу;

$G = 16 \text{ т} = 160 \text{ кН}$  - вантажопідйомність крана;

$\eta$  - коефіцієнт корисної дії механізму підйому;

$\eta_{\text{б}} = 0,985^3 = 0,956$  - ККД блоку;

$\eta_{\text{р}} = 0,94$  - коефіцієнт корисної дії редуктора;

$\eta_{\text{б}} = 0,98$  - коефіцієнт корисної дії барабана

$\eta_{\text{к.з}} = 0,97$  - коефіцієнт канатної системи;

$\eta_{\text{МУВП}} = 0,99$  – коефіцієнт МУВП

Загальний ККД механізму підйому складе

$$\eta_0 = \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{бар}} \cdot \eta_{\text{к.с.}} \cdot \eta_{\text{МУВП}} = 0,956 \cdot 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,85$$

$n = 2$  - попередньо прийнята кількість зубчастих пар;

$$N = \frac{160000 \cdot 1,083}{1000 \cdot 0,85} = 203, \text{кВт.}$$

Потужність кожного із двигунів (підтримуючої й замикаючої лебідок) приймають 0,6 від загальної потужності

$$N_{1эл} = 0,6.N = 0,6.203 = 121, \text{кВт} \quad \text{ПВ}=60\%$$

Вибираємо фінський двигун М536 МВ400 з максимальним крутним моментом  $M_{\max} = 4800 \text{Н}\cdot\text{м}$ .

$J=86,24 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$  – момент інерції ротора.

Визначаємо номінальний момент на валу електродвигуна при ПВ=60%

$$M_{э.ном.} = 9550 \frac{N_{дв}}{n_{дв}} = 9550 \frac{130}{738} = 1683, \text{Н}\cdot\text{м} \quad (2.19)$$

Максимальний момент на валу електродвигуна при ПВ=60%

$$M_{max} = M_{э.ном.} \cdot 3,6 = 1683 \cdot 3,6 = 6059, \text{Н}\cdot\text{м} \quad (2.20)$$

Перевіряємо даний електродвигун на різних режимах:

1- Крюковий режим (двома лебідками)

$G = 20 \text{ т}$ ,  $V = 65 \text{ м/хв}$ , ПВ=40%.

$$N = \frac{20000 \cdot 1,083}{1000 \cdot 0,85} = 250, \text{кВт}$$

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

2- Крюковий режим (двома лебідками)

$G = 32 \text{ т}$ ,  $V = 32 \text{ м/хв}$ , ПВ=40%.

$$N_{об} = \frac{32000 \cdot 0,53}{1000 \cdot 0,85} = 197, \text{кВт}$$

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

## 2.4 Визначення передатного відношення редуктора

Швидкість обертання барабана при швидкості підйому вантажу  $V = 1,083$  м/хв і діаметрі барабана  $D_6 = 1000$  мм по осі каната

$$n_{\ddagger} = \frac{v_{\text{дм}}}{\pi \cdot D_b} = \frac{1,083}{3,14 \cdot 1} = 0,345, \text{ об / мин} \quad (2.21)$$

Необхідне передатне відношення редуктора механізму підйому:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{бар}}} = \frac{735}{20,7} = 35,5 \quad (2.22)$$

Редуктор спроектований з передатним відношенням  $\tau_p = 34,32$ . вибираємо редуктор здвоєний циліндричний двоступінчастий.

## 2.5 Перевірка електродвигуна

Перевірка електродвигуна по моментах на валу барабана на різних режимах.

### 1. Грейферний режим

Номінальний момент на валу барабана розвивається одним електродвигуном при ПВ=60%,  $N=130$  кВт,  $n=738$  об/хв,  $\tau_p=34,32$ .

$$M_{\text{г}} = 9550 \cdot \frac{N}{n} \cdot i_{\text{ред}} = 9550 \cdot \frac{130}{738} \cdot 34,32 = 5765, \text{ Н.м} \quad (2.23)$$

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

$$M_{zp} = G \frac{D_b}{2} = 16000 \cdot \frac{1}{2} = 8000 \text{кг.м} = 78400, \text{Н.м} \quad (2.24)$$

$G = 16 \text{ т}$  - вага завантаженого грейфера;

$D_b = 1 \text{ м}$  – діаметр барабана.

При порівнянні  $M_3$  і  $M_{тр}$  видно, що один електродвигун буде сприймати при перехідних процесах роботи грейфера перевантаження стосовно  $M_3$  з

коефіцієнтом  $\frac{M_{zp}}{M_3} = \frac{78400}{57765} = 1,36$ ,  $M_{\max} = 3,6 \cdot M_{3, \text{ном.}}$

Звідси виникаючі перевантаження двигуна в межах припустимого.

2. Крюковий режим 20 т.

Момент вантажу 20 т розподіляється на дві лебідки порівно і становить на одну лебідку

$$M_G = \frac{20000}{2} \cdot \frac{D_b}{2} = 5000, \text{кг.м} = 49000 \text{Н.м.}$$

$\text{ПВ} = 40\%$ ,  $N = 150 \text{ кВт}$ ,  $n = 735 \text{ об/хв}$ ,  $\tau_p = 34,32$ .

$$M_3 = 9550 \frac{N}{n} t_{ред} = 9550 \cdot \frac{150}{735} \cdot 34,32 = 66924, \text{Н.м.}$$

На цьому режимі двигун працює із запасом.

## 2.6. Вибір гальма

Вибір типорозміру гальма залежить від величини гальмового моменту.

Гальмовий момент визначається з умови утримання навантаженого грейфера одним гальмом грейферної лебідки з коефіцієнтом запасу гальмування 1,25 [3,4].

$$M_T \geq K_m \frac{G \cdot D_b}{2 \cdot m \cdot t_{ред}} \eta = 1,25 \cdot \frac{16000 \cdot 1 \cdot 0,85}{2 \cdot 1 \cdot 34,32} = 247,67, \text{кг.м} = 2427, \text{Н.м} \quad (2.25)$$

$G = 16000$  кг - максимальна вага, що доводиться на барабан;

$D_6 = 1$  м – діаметр барабана;

$m = 1$  - передаточне число поліспасти;

$\tau_p = 34,32$  – передаточне число редуктора;

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

$\eta = 0,85$  - коефіцієнт корисної дії механізму.

Приймаємо фінське гальмо SB-500.

Діаметр гальмового шківa 500 мм,  $M_{T_{\max}} = 4500$ , Н. м.

Фактичний запас гальмового моменту обраного гальма

$$K_T = \frac{4500}{\frac{2427}{1,25}} = 2,3 \quad (2.26)$$

## 2.7 Вибір муфт

Для з'єднання вала двигуна з валом редуктора вибираємо муфту МУВП із номінальним обертаючим моментом 8000 Н\*м, що перевищує максимальний момент двигуна (4800 Н\*м), а отже умови міцності дотримуються. Геометричні параметри вибираються по довіднику й розмірам вихідного кінця вала двигуна М536 МВ400.

Матеріал: Сталь 40ХН ДЕРЖСТАНДАРТ 4543-71

$\sigma_T = 785$  МПа,  $HV = 187 \div 229$ ,  $\rho_3 = 200$  мм,  $D_2 = D_1 = 120$  мм,  $D_p = 605$  мм,  $d_p = 150$  мм,  $l = 45$  мм.

Уважаємо, що максимальний крутний момент  $= 78400$  Н\*м, створюваний вагою завантаженого грейфера, сприймається одним барабаном, а усередині барабана одним із трьох роликів роликової муфти.

Навантаження від  $M_{кр.маx}$  на ролику складе:

$$N_{M_{кр}}^P = \frac{M_{кр. \max}}{\frac{D_p}{2}} = \frac{78400}{\frac{0,605}{2}} = 259174, H \quad (2.27)$$

Навантаження на ролик від ваги барабана (при вазі барабана  $G=1395$  кг)

$$N_G^P = 1395 \cdot 9,8 = 13671, H$$

Сумарне максимальне навантаження на ролик

$$N^P = N_{M_{кр}}^P + N_G^P = 259174 + 13671 = 272845, H \quad (2.28)$$

Згинаючі напруги в небезпечному перерізі ролика будуть

$$\sigma_u = \frac{N^P \cdot l}{0,1 \cdot d_p^3} = \frac{272845 \cdot 45}{0,1 \cdot 150^3} = \frac{12278025}{337500} = 36,4, МПа. \quad (2.29)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{785}{27} = 29,07, МПа.$$

$$\sigma_u \ll [\sigma]$$

де  $\sigma_T=785$ ,МПа для сталі 40ХН;

$n=1+1,6+0,1= 2,7$  - для механізму підйому.

Фактичний запас міцності на вигин

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} = \frac{785}{36,4} = 21,6$$

Розрахунок з'єднання ролика із втулкою лобовини барабана на контактні напруги

$$\sigma = 7500 \cdot k^3 \sqrt{\frac{N^p}{R_1^2}} \leq [\sigma_o] \quad (2.30)$$

де  $N_p = 272845, \text{H}$ ;

$k$  - коефіцієнт, що залежить від відношення наведених

$$\text{радіусів кривизни} \quad \frac{R_2}{R_1} \leq [\sigma_o];$$

$R_1$  – більший з радіусів, см.

Для нашого випадку контакту дотичних поверхонь:

$$\frac{1}{R_1} = \frac{2}{D_2} + \frac{2}{D_1} = \frac{2}{120} + \frac{2}{120} = \frac{4}{120}; \quad R_1 = \frac{120}{4} = 30 \text{ і}$$

$$\frac{1}{R_2} = \frac{1}{\rho_3}; \quad \frac{1}{R_2} = \frac{1}{200}; \quad R_2 = \rho_3 = 200, \text{мм.}$$

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{30}{200} = 0,15 \text{ для цього випадку } k = 0,22.$$

$$\sigma = 7500 \cdot 0,22^3 \sqrt{\frac{272.845}{203}} = 7500 \cdot 0,22 \cdot 0,81 = 1336,5 = 1,34, \text{МПа.}$$

$$\sigma = 1,34, \text{МПа} \angle [\sigma_o] = 610, \text{МПа.}$$

З розрахунку видно, що обрана муфта задовольняє вимогам.

### 3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

На підставі вихідних даних проведемо розрахунок механізму пересування крана.

Вантажопідйомність - 16/20/32 т

Маса крана - 303500, кг

Група режиму роботи - А3

Кількість ходових коліс: загальне - 24

приводних - 12

Діаметр ходового колеса - 400 мм

ПВ механізму - 25%

Вітрове навантаження - 71000, Н

Навантаження на колесо: максимальне не робочий стан - 255, кН

максимальне робочий стан - 240, кН

Механізм пересування крана виконаний з роздільним приводом ходових коліс. Металоконструкція крана шарнірно за допомогою балансирних підвісок опирається на 24 ходові колеса, дванадцять коліс приводні. Привод ходових коліс складається із шести приводних груп.

Привод складається з: електродвигуна типу АИМ1Т 132 М6 з убудованим дисковим гальмом 1, черв'ячного редуктора 3 балансирні візки 4, зубчасті передачі 5. Крутний момент від двигуна 1 передається на редуктор 3 і далі через зубчасту передачу на балансирний візок 4. Швидкохідний вал електродвигуна з'єднаний з редуктором за допомогою втулочно-пальцевої муфти 2

На рисунку 3.1 наведена кінематична схема механізму пересування крана.

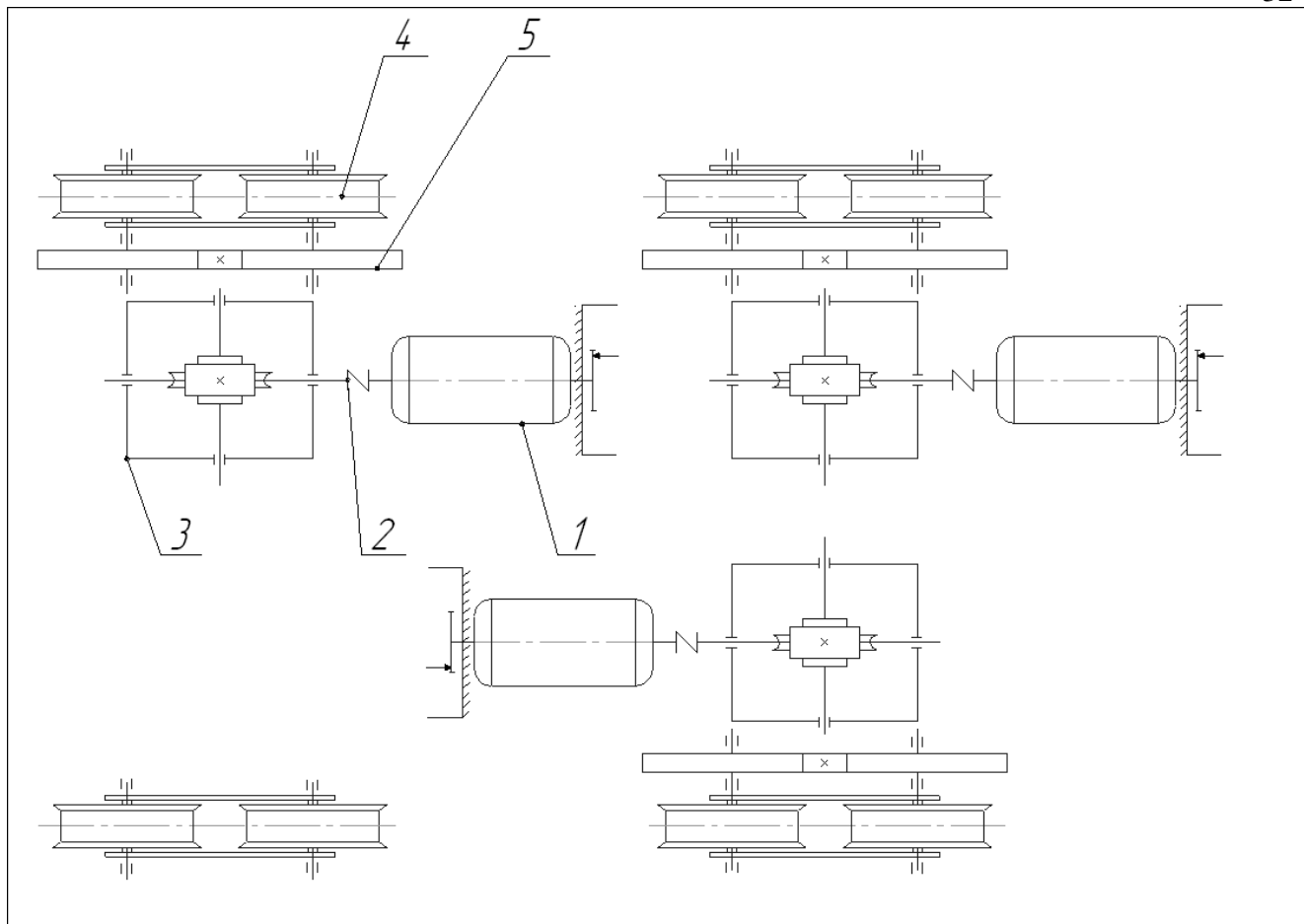


Рис. 3.1. Кінематична схема механізму пересування

### 3.1 Визначення опіру пересуванню

Опір пересуванню визначається по формулі:

$$W_c = W_{mp} + W_y + P_B^I = 23700 + 8920 + 41790 = 74390, H \quad (3.1)$$

$$\text{де } W_{mp} = G_k \cdot \frac{M_u \cdot d_u + 2f}{D_k} \cdot K_p = 303500 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot 85 + 2 \cdot 0,6}{400} \cdot 1,1 = 23700, H$$

- опір від тертя [1];

$M_u=0,02$  – коефіцієнт тертя підшипників, наведений до цапфи;

$d_u = 85$  мм – діаметр цапфи;

$f = 0,6$  мм - коефіцієнт тертя катання коліс по рейках;

$D_k = 400$  мм – діаметр колеса;

$K_p=1,1$  – коефіцієнт, що враховує тертя об реборду.

$W_y=G_k \cdot i=303500 \cdot 9,81 \cdot 0,003=8920, H$  - опір від ухилу шляху;

$i = 0,003$  - ухил.

$P_B^I = 0,6P_B^{II} = 0,6 \cdot 7100 \cdot 9,81 = 41790, H$  - вітрове навантаження робочого стану [1].

### 3.2 Вибір електродвигуна

Необхідна сумарна статична потужність електродвигунів визначається по формулі:

$$N_{\Sigma} = \frac{W_c \cdot V}{1000 \cdot \eta} = \frac{74390 \cdot 0,343}{1000 \cdot 0,75} = 45 \text{ кВт} \quad (3.2)$$

де  $V=0,343$  м/с;

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_n \cdot \eta_{пер} = 0,99 \cdot 0,80 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,75 \text{ -к. к. д. механізму;}$$

$$\eta_m = 0,99 \text{ - к. к. д. муфти;}$$

$$\eta_{ред} = 0,80 \text{ - к. к. д. редуктора;}$$

$$\eta_n = 0,97 \text{ - к. к. д. підшипників колеса;}$$

$$\eta_{пер} = 0,97 \text{ - к. к. д. передачі.}$$

Потужність одного двигуна

$$N = \frac{N_{\Sigma}}{z} = \frac{45}{6} = 7,5, \text{ кВт}$$

Вибираємо двигун типу АИМТ32М6.

$$N = 7,5 \text{ кВт, } n = 960 \text{ об/хв., при ПВ=25\%, } J_p = 2,0, \text{ Н. м}^2$$

Визначаємо фактичну швидкість пересування по формулі:

$$V_{\phi} = \frac{n_{\partial\phi}}{i} \cdot \pi \cdot D = \frac{930}{56,2} \cdot 3,14 \cdot 0,4 = 0,357, \text{ м/с} \quad (3.3)$$

Визначаємо статичний момент на валу двигуна по формулі:

$$M_{cm} = W_c \frac{D}{2 \cdot \eta \cdot i \cdot z} = 74390 \cdot \frac{0,4}{2 \cdot 0,75 \cdot 56,2 \cdot 6} = 58,8, \text{ Н.м} \quad (3.4)$$

Визначаємо час пуску двигуна по формулі:

$$t_p = \frac{n_{\partial\phi} \left[ 1,2(J_p + J_m)z + \frac{m_k D^2}{4 \cdot i^2 \cdot \eta} \right]}{9,55 \left( M_{cp.n} \cdot z - \frac{D}{2 \cdot i \cdot \eta} \right)} = \frac{960 \cdot \left[ 1,2(0,2 + 0,049)6 + \frac{303500 \cdot 0,4^2}{4 \cdot 56,2^2 \cdot 0,75} \right]}{9,55 \left( 180 \cdot 6 - \frac{67390 \cdot 0,4}{2 \cdot 56,2 \cdot 0,75} \right)} \approx 1,0, \text{ с} \quad (3.5)$$

де  $J_m = \frac{m_m D_m^2}{9} = \frac{12,9 \cdot 0,185^2}{9} = 0,48, \text{ Н.м}^2$  - момент інерції муфти;

$M_{cp.n.} = \psi \cdot M_n = 2,0 \cdot 90 = 180, \text{ Н.м}$  - середній пусковий момент;

$M_n = 9550 \cdot \frac{N_n}{n_{\partial\phi}} = 9550 \cdot \frac{7,5}{960} = 90, \text{ н.м}$  - номінальний момент двигуна;

$\psi = 1,9 \div 2,7 = 2,0$  - кратність середнього пускового моменту [1].

Необхідний час пуску  $t_n = 4 \text{ с.}$  повинне забезпечуватися електросхемою.

### 3.3 Вибір гальма

Необхідний сумарний гальмовий момент на валах двигунів при русі по вітру під ухил по прямій визначається по формулі:

$$M_T^{\Sigma} = \left( P_{\epsilon}^{II} + W_y - W_{mp}^{\min} \right) \frac{D_{\kappa} \cdot \eta}{2i} + \frac{n_{\partial \epsilon}}{9,55 \cdot t_r} \left[ 1,2(J_p + J_m)z + \frac{(Q + m_{\kappa})D_{\kappa}^2 \cdot \eta}{4 \cdot i^2} \right] =$$

$$= (69950 + 8920 - 15160) \cdot \frac{0,4 \cdot 0,75}{2,56,2} \cdot \frac{950}{9,55 \cdot 4} \left[ 1,2 \cdot (0,2 + 0,049) \cdot 6 + \frac{303 \cdot 10^3 \cdot 0,4^2 \cdot 0,75}{4 \cdot 56,2^2} \right] =$$

$$= 270, H \cdot m$$
(3.6)

$$\text{де } W_{mp}^{\min} = \frac{W_{mp}}{\kappa_p} = \frac{23705}{1,1} = 21550, H$$

Гальмовий момент одного гальма визначаємо по формулі:

$$M_T = \frac{M_T^z}{z} = \frac{270}{6} = 45, H \cdot m$$
(3.7)

### 3.4 Визначення запасу зчеплення

Запас зчеплення ходових коліс із рейками при розгоні без вантажу на підйом проти вітру визначається по формулі:

$$K_{cu}^p = \frac{N_{np} (\mu_o + W_{\min})}{F^p + W_c^p} = \frac{1486200(0,12 + 0,0073)}{27000 + 74390} = 2,84$$
(3.8)

$$\text{де } N_{np} = \frac{m_{\kappa} \cdot g \cdot n}{n_{\Sigma}} = \frac{303 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 12}{24} = 1486200, H \text{ - навантаження на приводні колеса;}$$

$n = 12$  - кількість приводних коліс;

$n_{\Sigma} = 24$  - кількість ходових коліс;

$\mu_o = 0,12$  - коефіцієнт зчеплення ходових коліс із рейками на відкритому повітрі [1].

$$W_{\min} = \frac{M_u \cdot d_u + 2f}{D_{\kappa}} = \frac{0,02 \cdot 85 + 2 \cdot 0,6}{400} = 0,0073$$

$$F_n^P = m_{\kappa} \cdot \frac{V}{t_p} = 303 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,346}{4,0} = 27000, H - \text{ сила інерції при розгоні};$$

$$K_{cy}^P = 2,84 > [K_{cy}] = 1,1$$

Коефіцієнт зчеплення при гальмуванні під ухил по вітру визначається по формулі:

$$K_{cy}^T = \frac{N'_{np}(M_o + \omega_{\min})}{F_n^T - W_c^T} = \frac{1486200 \cdot (0,12 - 0,0073)}{26210 - (-57320)} = 2,0 \quad (3.9)$$

$$\text{де } F_n^T = m_{\kappa} \cdot \frac{V}{t_T} = 303 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,346}{4} = 26210, H -$$

- сила інерції при гальмуванні порожнього крана;

$$W_c^I = W_{mp}^{\min} - W_v - P_B^H = 21550 - 8920 - 69950 = -57320, H$$

$$W_{mp}^{\min} = m_{\kappa} \cdot g \cdot \omega_{\min} = 303 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,0073 = 21550, H$$

$$K_{cy}^{TT} = 2,0 > [K_{cy}] = 1,1$$

### 3.5 Розрахунок осі колеса

#### 3.5.1 Розрахунок осі на міцність

Нормальні напруги в середньому перетині визначаються по формулі:

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W} = \frac{25755000}{133100} = 193,5, \text{МПа} \quad (3.10)$$

де  $M_n = \frac{R^{III} \cdot l}{2} = \frac{255000}{2} \cdot 202 = 25755000, \text{Н}\cdot\text{м}$  - згинальний момент;

$R^{III} = 255, \text{кН}$  - навантаження на колеса неробочого стану;

$l = 202 \text{ мм}$  - відстань від осі колеса до підшипника;

$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 110^3 = 13310, \text{мм}^3$  - момент опору вигину.

Допустимі напруги

$$[\sigma]_n = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{785}{1,4} = 560, \text{МПа}$$

де  $n = 1,4$  - коефіцієнт запасу міцності;

$\sigma_T = 785, \text{МПа}$  - границя текучості СТ40ХН2МА ДЕРЖСТАНДАРТ 8479-70.

$$\sigma_n = 193,5 \text{МПа} < [\sigma]_n = 560, \text{МПа}$$

Міцність осі забезпечується.

3.5.2 Розрахунок осі на витривалість.

Границя витривалості осі визначається по формулі:

$$\sigma_{RK} = \frac{2\sigma - 1}{(1 - R_\sigma)K + (1 + R_\sigma)\psi_\sigma} = \frac{2 \cdot 400 - 1}{(1 - 0,167) \cdot 2,95 + (1 + 0,167) \cdot 0,3} = 285, \text{МПа} \quad (3.11)$$

де  $\sigma - 1 = 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 930 = 400, \text{МПа}$

$$R_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{R_{\min}^I}{R_{\max}^I} = \frac{40}{240} = 0,167;$$

де  $R_{\min}^I = 40, \text{кН}$  - мінімальне навантаження на колеса;

-  $R_{\max}^I = 240, \text{кН}$  - максимальне навантаження на колесо робочого стану.;

$$- K = \left( \frac{K_{\sigma}}{K \cdot d_{\sigma}} + \frac{1}{K_{K_{\sigma}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} = \left( \frac{2,6}{0,934} + \frac{1}{0,858} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1} = 2,95 - \text{коєфіцієнт}$$

зниження границі витривалості;

$\psi_{\sigma} = 0,3$  - коєфіцієнт чутливості до асиметрії циклу напруг;

$K_{\sigma} = 2,6$  - ДЕРЖСТАНДАРТ 25.504-82;

$$Kd_{\sigma} = 1 - 0,15 \cdot \lg \frac{d}{d_o} = 1 - 0,15 \cdot \lg \frac{110}{40} = 0,934;$$

де  $d=110$  мм - діаметр осі;

$d_o=40$  мм – діаметр зразка.

$$K_{K_{\sigma}} = 1 - 0,22 \cdot \lg R_z \cdot \left( \lg \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right) = 1 - 0,22 \cdot \lg 10 \left( \lg \frac{880}{20} - 1 \right) = 0,858;$$

$$K_v = 1.$$

Напруги, що допускають, при циклічному навантаженні визначаються

$$[\sigma]^I = \frac{\sigma_{RK}}{n} = \frac{285}{1,4} = 203, \text{МПа}$$

Напруги в перетині осі при навантаженні на колесо  $R_{\max}^I = 240, \text{кН}$

$$\sigma_n^I = \sigma_n \frac{R_{\max}^I}{R^{\text{III}}} = 193,5 \cdot \frac{240}{255} = 182, \text{МПа};$$

$\sigma_n^I = 182, \text{МПа} < [\sigma_n]^I = 203, \text{МПа}$  – витривалість осі забезпечена.

### 3.6 Розрахунок колеса ходового

Контактні напруги в ободі визначаються по формулі:

$$\sigma = 7500 \cdot K \cdot f \frac{\sqrt[3]{Kd \cdot P}}{D^2} = 7500 \cdot 0,112 \cdot 1,1 \frac{\sqrt[3]{1,086 \cdot 180}}{(40^2)} = 460, \text{ МПа} \quad (3.12)$$

де  $K = f\left(\frac{R}{D}\right) = f\left(\frac{500}{400}\right) = 0,112;$

$$Kf = 1,1;$$

$$Kd = 1 + a \cdot V = 1 + 0,25 \cdot 0,357 = 1,086;$$

$$a = 0,25;$$

$$V = 0,357, \text{ м/с.}$$

Напруги, що допускають:

$$[\sigma_N] = [\sigma_o] \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}} = 800 \sqrt[9]{\frac{10^4}{314500}} = 545, \text{ МПа};$$

де

$$[\sigma_o] = 800, \text{ МПа};$$

$$N = \Theta \cdot N_c = 314500, \text{ об.}$$

$$N_c = 3,6 \cdot 10^4 \cdot \frac{V_c}{\pi \cdot D} \cdot T_{\text{маш}} = 3,6 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,343}{3,14 \cdot 0,4} \cdot 3200 = 314500, \text{ об.};$$

$$T_{\text{маш}} = 3200, \text{ ч}; \quad \Theta = 1.$$

$$\sigma = 460, \text{ МПа} < [\sigma_N] = 545, \text{ МПа.}$$

Термін служби колеса  $T_{\text{маш}} = 3200 \text{ ч.}$  – забезпечений.

### 3.7 Розрахунок підшипника

На осі колеса ходового встановлений роликовий сферичний підшипник 3617 ДЕРЖСТАНДАРТ5721-75.

$$C = 24900, \text{кг}; \quad C_o = 27400, \text{кг}$$

Еквівалентне динамічне навантаження визначається по формулі:

$$P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_b \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 9170 + 1,84 \cdot 1840) \cdot 1,2 \cdot 1 = 147686, \text{Н} \quad (3.13)$$

де  $V=1$  - коефіцієнт обертання;

$F_r=90$  кН – радіальне навантаження на підшипник при переміщенні крана;

$F_a=18032, \text{Н}$  -осьове навантаження.

$$\frac{F_n}{F_r} = 0,2 \quad \alpha_l = 0,37 \quad [3]$$

$X=1$  - коефіцієнт радіального навантаження;

$V=1,84$  - коефіцієнт осьового навантаження;

$K_b = 1,2$  – коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1$  – коефіцієнт температурного режиму.

Номінальна довговічність підшипника визначається по формулі:

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{c}{p} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 17,08} \cdot \left( \frac{24900}{15070} \right)^{10/3} = 6750, \text{ч} \quad (3.14)$$

$$n = \frac{V}{\pi \cdot D_k} = \frac{20,4}{3,14 \cdot 0,4} = 17,08, \text{об} / \text{мин.}$$

Частота обертання підшипника  $L_n = 6750, \text{ч} > [Lh] = 1000, \text{ч}$ .

Довговічність підшипника забезпечена.

### 3.8 Розрахунок осі головного балансира

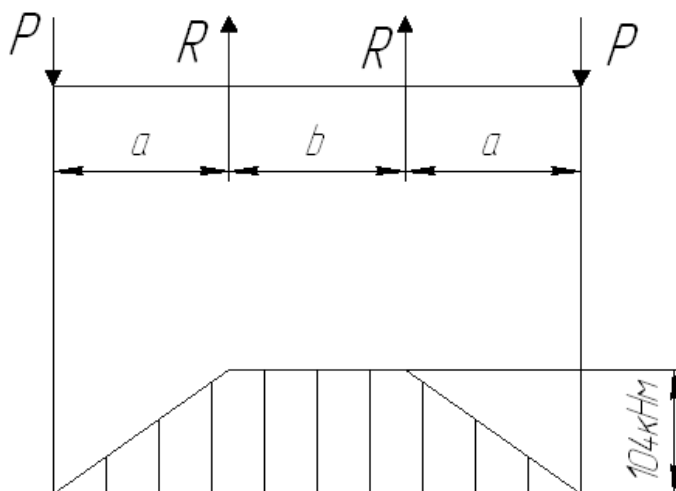


Рис. 3.2 - Схема навантаження

Матеріал - сталь 40ХН2МА ДЕРЖСТАНДАРТ 4543-71

$$\sigma_T = 735, \text{МПа}$$

$$\sigma_r = 880, \text{МПа}$$

$$a = 136, \text{мм}$$

$$b = 300, \text{мм}$$

$$P^{III} = R^{III} = 765, \text{кН}$$

$$P^I = R^I = 660, \text{кН}$$

#### 3.8.1 Розрахунок осі на міцність напруження в середньому перетині

а) Розрахунок виконується по формулі:

$$\sigma^{III} = \frac{M^{III}}{W} = \frac{P^{III} \cdot a}{W} = \frac{765000 \cdot 136}{523540} = 193, \text{МПа} \quad (3.15)$$

де

$$W = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{32d} \cdot 1,54 \frac{\pi \cdot d^2}{32} d^2 = \frac{3,14(180^4 - 14,5^4)}{32 \cdot 180} \cdot 1,54 \frac{3,14 \cdot 180^2}{32} 10 = 523540, \text{ мм}^3$$

$d=180, \text{ мм}$  - діаметр осі;

$d_1=14,5 \text{ мм}$  – діаметр центрального отвору осі,

$d_2=10 \text{ мм}$  – діаметр поперечного отвору.

Напруження, що допускають, при розрахунку на міцність

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{735}{1,4} = 525, \text{ МПа}$$

$$\sigma = 198, \text{ МПа} < [\sigma] = 525, \text{ МПа}$$

б) Робимо розрахунок осі на утомну міцність.

Межа осі на витривалість робимо по формулі (3.11)

$$\sigma_{RK} = \frac{2,378}{(1 - 0,167) \cdot 2,67} + (1 + 0,167) \cdot 0,3 = 295, \text{ МПа}$$

$$\sigma_1 = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 880 = 378, \text{ МПа};$$

$$R\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{P_{\min}^I}{P^I} = \frac{120}{680} = 0,167;$$

$$K = \frac{\left( \frac{K_\sigma}{K_{\alpha\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right)}{K_v} = \frac{\frac{2,1}{0,895} + \frac{1}{0,756} - 1}{1} = 2,67;$$

$$K_\sigma = 2,1;$$

$$K_{\alpha\sigma} = 1 - 0,15 \lg \left( \frac{d}{d_o} \right) = 1 - 0,15 \lg 5 = 0,895;$$

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \lg R_z \left( \lg \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right) = 1 - 0,22 \cdot \lg 20 \left( \lg \frac{880}{40} - 1 \right) = 0,756;$$

$$K_v = 1;$$

$$\psi_\sigma = 0,3.$$

Напруження, що допускають, при розрахунку на утомну міцність.

$$[\sigma]^I = \frac{\sigma_{RK}}{n} = \frac{295}{1,4} = 210, \text{МПа}$$

Максимальні діючі напруги в перетині при  $P^I=660, \text{кН}$ .

$$\sigma^I = \sigma^{III} \cdot \frac{P^I}{P^{III}} = 198 \cdot \frac{620}{765} = 161, \text{МПа}$$

$$\sigma^I = 161, \text{МПа} < [\sigma]^I = 210, \text{МПа}$$

Витривалість забезпечена.

### 3.9 Розрахунок опори

Матеріал - сталь 35ХМЛ ДЕРЖСТАНДАРТ 977-88

$$\sigma_T = 392, \text{МПа}$$

$b = 61, \text{мм}$  – товщина проушини;

$d = 180, \text{мм}$  – діаметр отворстия;

$P^{III} = 765, \text{кН}$  – нагрукка на проушину.

Визначаємо напруги змінання по формулі:

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{2 \cdot d \cdot b} = \frac{765000/2}{180 \cdot 61} = 36,2, \text{МПа} \quad (3.16)$$

Визначаємо допустимі напруження:

$$[\sigma_{cm}] = 0,75[\sigma_p] = 0,75 \cdot \frac{\sigma_T}{n} = 0,75 \cdot \frac{392}{1,6} = 183, \text{МПа}$$

$$\sigma_{cm} = 36,2, \text{МПа} < [\sigma_{cm}] = 183, \text{МПа}$$

Розрахунок втулки головного балансира на змінання не робимо, тому що довжина контакту половини втулки  $b_1=180 \text{мм}$ , що значить більше товщини вушка  $b=61 \text{мм}$  при однаковому навантаженні.

## 4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ

### 4.1 Вибір кінематичної схеми механізму повороту.

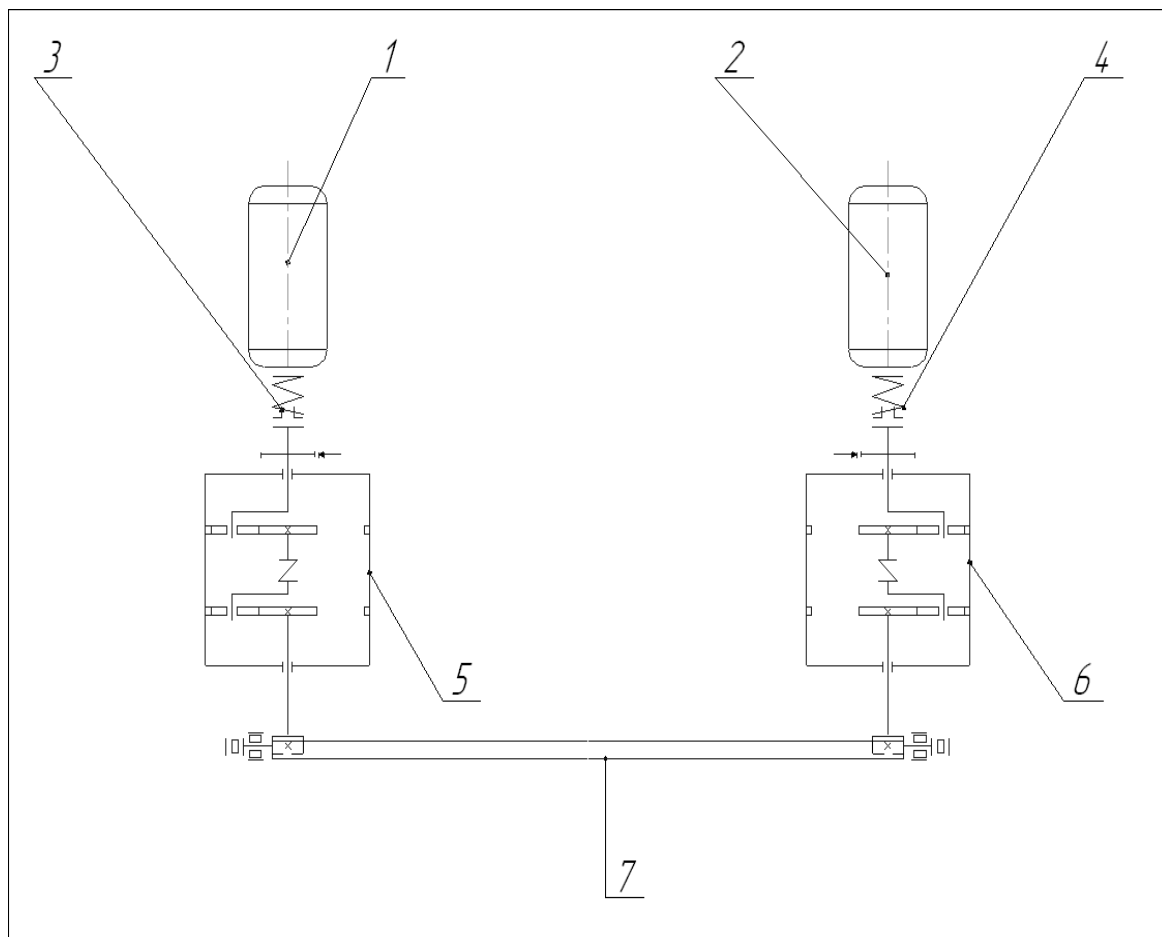


Рис. 4.1 Кінематична схема механізму повороту

Механізм повороту (Рис. 4.1) складається з електродвигунів 1,2 двох планетарних редукторів 5,6 опорно-поворотного кола 7. Обертання від електродвигунів 1,2 передається на планетарні редуктора 5,6 і далі на опорно-поворотне коло 7. Електродвигуни з'єднані з редукторами за допомогою муфт граничного моменту 3, 4.

Номінальна вантажопідйомність, т

виліт 9÷36 м	16
виліт 9÷28 м	20
виліт 9÷18 м	32

Режим роботи - 6М

Швидкість обертання поворотної частини крана 0,025 об/хв (1,5 об/хв).

## 4.2 Сумарний статичний момент опору крана, що обертається

Сумарний момент опору обертанню крана визначаємо по формулі [6]:

$$M_{\text{сум}} = M_{\text{тр}} + M_{\gamma} + M_{\text{и}} + M_{\text{в}}, \text{ Н. м} \quad (4.1)$$

де  $M_{\text{тр}}$  - момент опору обертань крана, створюваний силами тертя;

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

$M_{\text{и}}$  - момент опору обертанню крана, створюваний інерцією вантажу і поворотною частиною крана;

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

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

$$M_{\text{тр}} = W_{\text{тр}} \cdot R \quad (4.2)$$

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

$R = 1,24, \text{ м}$  - радіус кола.

$$W_{\text{тр}} = \mu \cdot G$$

де  $G$  - вага поворотної частини крана, т;

$\mu = 0,01$  - коефіцієнт тертя катання

$W_{тр} = 0,01 \cdot 215,015 = 21071, Н$ ; (без вантажу)

$W_{тр} = 0,01 \cdot 231,015 = 22639, Н$  (з вантажем)

$M_{тр} = 21071 \cdot 1,24 = 26128, Н \cdot м$ ; (без вантажу)

$M_{тр} = 22639 \cdot 1,24 = 28072, Н \cdot м$  (з вантажем).

4.2. 2 Момент опору обертанню крана, створюваний креном крана.

$$M_{\gamma} = G \cdot x_o \cdot \sin \varphi \cdot \sin \chi$$

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

$x_o$  - координата центра ваги поворотної частини крана, м;

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

Координата центра ваги поворотної платформи (частини) крана.

$$X_o = \frac{G_1 r_1 + G_2 r_2 + \dots + G_i r_i}{G_{\Sigma}} \quad (4.3)$$

де  $G_1, G_2, \dots, G_i$  - вага вузлів поворотної частини крана, Н;

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

**Без вантажу**

Виліт  $R=36$  м

$$X_1 = \frac{24,05/9,905 + 13,06 \cdot 26,289 + 3,82 \cdot 9,402 - 5,98 \cdot 2,1 + 1,2 \cdot 5,25 + 2,57 \cdot 3,9 - 36 \cdot 5,3 - 24,4 \cdot 1,72 - 16,234 \cdot 0,257 - 18,96 \cdot 3,0 + 7,0 + 3,56 \cdot 0,6 - 11,3 \cdot 5,75 - 3,5 \cdot 2,0 - 9,17 \cdot 1,6 + 2,3 \cdot 5,0 + 0,55 \cdot 1,2 + 1,176 \cdot 0,8 + 1,48 \cdot 0,2 - 28,7 \cdot 5,97}{24,05 + 13,06 + 5,98 + 1,2 + 2,57 + 36 + 24,4 + 16,234 + 18,96 + 7 + 3,56 + 11,3 + 3,5 + 2,3 + 0,555 + 1,176 + 1,48 + 28,7} = \frac{84,96}{215,015} = 0,395, м$$

Виліт R=28 м

$$X_2 = \frac{24,05.7,95 + 13,06.20,725 + 3,82.7,27 - 5,98.2,55 + 1,2.4,2 + 2,57.1,7 - 36.5,83 - 24,4.1,72 - 16,234.0,237 - 18,96.3,0 + 7.0 + 3,56.0,6 - 11,3.5,73 - 3,5.2,0 - 9,17.1,6 + 2,3.5,0 + 0,555.1,2 + 1,176.0,8 + 1,48.0,2 - 28,7.5,97}{215,015} = -0,1997$$

Виліт R=18 м

$$X_3 = \frac{24,05.5,628 + 13,06.13,797 + 3,82.4,737 - 5,98.2,6 + 1,2.2,95 - 2,57.0,15 - 36.5,6 - 24,4.1,72 - 16,234.0,2547 - 18,96.3,0 + 7.0 + 3,56.0,6 - 11,3.5,75 - 3,5.2,0 - 9,17.1,6 + 2,3.5,0 - +0,555.1,2 + 1,176.0,8 + 1,48.0,2 - 28,7.5,97}{215,015} = -\frac{198,495}{215,015} = -0,923, м$$

Виліт R=9 м

$$X_4 = \frac{24,05.4,026 + 13,06.8,583 + 3,82.3,356 - 5,98.2,6 + 1,2.2,2 - 2,57.1,25 - 36.5,5 - 24,4 - 1,72 - 16,234.-,257 - 18,96.3,0 + 7.0 + 3,56.0,6 - 11,3.5,73 - 3,5.2,0 - 9,17.1,6 + 2,3.5,0 + 0,556.1,2 + 1,176.0,8 + 1,48.0,2 - 28,7.5,97}{215,015} = -\frac{337,848}{215,015} = -1,57, м$$

**З вантажем**

Виліт R=36 м

$$X_1 = \frac{84,96 + 16.36}{215,015 + 16} = \frac{660,96}{231,015} = 2,86, м$$

Виліт R=28 м

$$X_2 = \frac{-42,95 + 16.28}{215,015 + 16} = 1,75, м$$

Виліт R=18 м

$$X_3 = \frac{-198,495 + 16.18}{231,015} = 0,387, м$$

Виліт R=9 м

$$X_4 = \frac{-337,848 + 16,9}{231,015} = -0,839, \text{ м}$$

### Без вантажу

Виліт R=36 м  $M_{\gamma_1} = 21071.0,395.0,003 = 2499, \text{ Н.м}$

Виліт R=28 м  $M_{\gamma_2} = 21071.(-0,1997).0,003 = -1254, \text{ Н.м}$

Виліт R=18 м  $M_{\gamma_3} = 21071.(-0,923).0,003 = -5831, \text{ Н.м}$

Виліт R=9 м  $M_{\gamma_4} = 21071.(-1,57).0,003 = -9917, \text{ Н.м}$

### З вантажем

Виліт R=36 м  $M_{\gamma_1} = 22639.2,86.0,003 = 19423, \text{ Н.м}$

Виліт R=28 м  $M_{\gamma_2} = 22639.1,75.0,003 = 11877, \text{ Н.м}$

Виліт R=18 м  $M_{\gamma_3} = 22639.0,387.0,003 = 2626, \text{ Н.м}$

Виліт R=9 м  $M_{\gamma_4} = 22639.(-0,839).0,003 = -5693, \text{ Н.м}$

4.2. 3 Момент опору обертанню крана, створюваний інерцією вантажу й поворотною частиною крана

$$M_u = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t \cdot g} \left( QR^2 + G_1 R_1^2 + G_2 R_2^2 + \dots + G_n R_n^2 \right), \text{ Н.м} \quad (4.4)$$

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

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

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

Махові моменти на різних вильотах

$$GD_o^2 = 4 \left( QR^2 + G_1 R_1^2 + \dots + G_n R_n^2 \right), \text{ Н.м}^2 \quad (4.5)$$

**I** Q=16т; R=36 м

$$GD_1^2 = 4 \left( \begin{aligned} &16.36^2 + 24,05.9,905^2 + 13,06.26,289^2 + 3,82.9,402^2 + 5,98.2,1^2 + 1,2.5,25^2 + \\ &+ 2,57.3,9^2 + 36.5,3^2 + 24,4.1,72^2 + 16,234.0,257^2 + 18,96.3^2 + 7.0^2 + 3,56.0,6^2 + \\ &+ 11,3.5,75^2 + 3,5.2^2 + 9,17.1,6^2 + 2,3.5^2 + 0,555.1,2^2 + 1,176.0,8^2 + 1,48.0,2^2 + 28,7.5,97^2 \end{aligned} \right) =$$

$$= (33568,894 + 1738,256).4 = 1384040500, H.M^2 = 1384040 \kappa H.M^2$$

**II** Q=0T; R=36 м

$$GD_2^2 = 141228,636 - 4.16.36^2 = 571183, \kappa H.M^2$$

**III** Q=16 т; R=28 м

$$GD_3^2 = 4 \left( \begin{aligned} &16.28^2 + 24,05.7,95^2 + 13,06.20,725^2 + 3,82.7,27^2 + 5,98.2,55^2 + 1,2.4,2^2 + 2,57.1,7^2 + \\ &+ 36.5,85^2 + 24,4.1,72^2 + 16,234.0,257^2 + 18,96.3^2 + 7.0^2 + 3,56.0,6^2 + 11,3.5,75^2 + 3,5.2^2 + \\ &+ 9,17.1,6^2 + 2,3.5^2 + 0,555.1,2^2 + 1,176.0,8^2 + 1,48.0,2^2 + 28,7.5,97^2 \end{aligned} \right) =$$

$$= 4(21175,013 + 1738,256) = 89819, \kappa H.M^2$$

**IV** Q=0 т; R=28 м

$$GD_4^2 = 91653,07 - 4.16.28^2 = 40647, \kappa H.M^2$$

**V** Q=16 т; R=18 м

$$GD_5^2 = 4 \left( \begin{aligned} &16.28^2 + 24,05.5,528^2 + 13,06.13,797^2 + 3,82.4,737^2 + 5,98.2,6^2 + 1,2.2,95^2 + 2,57.0,15^2 + \\ &+ 35.5,6^2 + 24,4.5,62^2 + 24,4.1,72^2 + 16,234.0,257^2 + 18,96.3,0^2 + 7.0.0^2 + 3,56.0,6^2 + \\ &+ 11,3.5,75^2 + 3,5.2,0^2 + 9,17.1,6^2 + 2,3.5,0^2 + 0,555.1,2^2 + 1,176.0,8^2 + 1,48.0,2^2 + \\ &+ 28,7.5,97^2 \end{aligned} \right) =$$

$$= 4.(9686,99 + 1738,256) = 44786, \kappa H.M^2.$$

**VI** Q=0 т; R=18 м

$$GD_6^2 = 45701,0 - 4.16.18^2 = 397066, \kappa H.M^2$$

**VII** Q=16 т; R=9 м

$$GD_7^2 = 4 \left( \begin{aligned} &16.9^2 + 24,05.4,026^2 + 13,06.8,593^2 + 3,82.3,356^2 + 5,98.2,6^2 + 1,2.2,2^2 + 2,56.1,25^2 + \\ &+ 36.5,5^2 + 24,4.1,72^2 + 16,234.0,257^2 + 18,96.3^2 + 7.0^2 + 3,56.0,6^2 + 11,3.5,75^2 + 3,5.2^2 + \\ &+ 9,17.1,6^2 + 2,3.5^2 + 0,555.1,2^2 + 1,176.0,8^2 + 1,48.0,2^2 + 28,7.5,97^2 \end{aligned} \right) =$$

$$= 4(3830,19 + 1738,256) = 218275, \kappa H.M^2$$

**VIII** Q=0 т; R=9 м

$$GD_8^2 = 22273,79 - 4.16.9^2 = 167472, \kappa H.M^2$$

Момент інерції

$$M_u = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t g} \cdot \frac{GD_0^2 \cdot 10^3}{4} \quad (4.6)$$

$$Q=16 \text{ Т; } R=36 \text{ м} \quad M_{u_1} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10,9,81} \cdot \frac{1384040 \cdot 10^3}{4} = 553,749, \text{кН} \cdot \text{м}$$

$$Q=16 \text{ Т; } R=28 \text{ м} \quad M_{u_2} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10,9,81} \cdot \frac{89819}{4} = 359,277, \text{кН} \cdot \text{м}$$

$$Q=16 \text{ Т; } R=18 \text{ м} \quad M_{u_3} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10,9,81} \cdot \frac{44786}{4} = 179,144, \text{кН} \cdot \text{м}$$

$$Q=16 \text{ Т; } R=9 \text{ м} \quad M_{u_4} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10,9,81} \cdot \frac{218275}{4} = 87,308, \text{кН} \cdot \text{м}$$

$$Q=0 \text{ Т; } R=36 \text{ м} \quad M_{u_5} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10,9,81} \cdot \frac{571183}{4} = 228,526, \text{кН} \cdot \text{м}$$

$$Q=0 \text{ Т; } R=28 \text{ м} \quad M_{u_6} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10,9,81} \cdot \frac{40647}{4} = 162,582, \text{кН} \cdot \text{м}$$

$$Q=0 \text{ Т; } R=18 \text{ м} \quad M_{u_7} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10,9,81} \cdot \frac{39706}{4} = 158,818, \text{кН} \cdot \text{м}$$

$$Q=0 \text{ Т; } R=9 \text{ м} \quad M_{u_8} = \frac{3,14 \cdot 1,5}{30 \cdot 10,9,81} \cdot \frac{167472}{4} = 66,983, \text{кН} \cdot \text{м}$$

#### 4.2.4 Сумарний момент опору обертанню крана

$$Q=16 \text{ Т; } R= 36 \text{ м}$$

$$M_{\Sigma 1} = 28072 + 19423 + 553749 + 297459 = 898703, \text{Н} \cdot \text{м} \quad (4.7)$$

$$Q=0 \text{ Т; } R= 36 \text{ м}$$

$$M_{\Sigma 2} = 26182 + 2499 + 228526 + 279113 = 536265, \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$Q=16 \text{ Т; } R= 28 \text{ м}$$

$$M_{\Sigma 3} = 28072 + 11877 + 359277 + 232250 = 631472, \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$Q=0 \text{ Т; } R=28 \text{ м}$$

$$M_{\Sigma 4} = 26182 - 1254 + 162582 + 217582 = 405435, \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$Q=16 \text{ Т; } R=18 \text{ м}$$

$$M_{\Sigma 5} = 28072 + 2626 + 132035 + 179144 = 341873, \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$Q=0 \text{ Т; } R=18 \text{ м}$$

$$M_{\Sigma 6} = 26182 - 5831 + 158818 + 122862 = 301977, \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$Q=16 \text{ Т; } R=9 \text{ м}$$

$$M_{\Sigma 7} = 28072 - 5693 + 807308 + 66963 = 176654, \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$Q=0 \text{ Т; } R=9 \text{ м}$$

$$M_{\Sigma 8} = 26182 - 9917 + 66983 + 62377 = 145569, \text{Н} \cdot \text{м}$$

### 4.3 Вибір електродвигуна

#### 4.3.1 Вибір двигуна механізму повороту

Вибір двигуна механізму повороту виконується по середньоквадратичному моменту сил опору обертанню поворотної частини крана без урахування інерційних навантажень. Приблизно цей момент може бути визначений по формулі:[5].

$$M_{ск} = M_{mp} + 0,7(M_{\epsilon} + M_{\gamma}) \quad (4.8)$$

$$Q=16 \text{ т; } R= 36 \text{ м}$$

$$M_{ск1}=28072+0,7(297439+19423)=230290, \text{ Н. м}$$

$$Q=16 \text{ т; } R=28 \text{ м}$$

$$M_{ск2}=28072+0,7(228526+11877)=196959, \text{ Н. м}$$

$$Q=16 \text{ т; } R=18 \text{ м}$$

$$M_{ск3}=28072+0,7(132035+2626)=122334, \text{ Н. м}$$

$$Q=16 \text{ т; } R=9 \text{ м}$$

$$M_{ск4}=28072+0,7(66963-5693)=70952, \text{ Н. м}$$

$$Q=0 \text{ т; } R= 36 \text{ м}$$

$$M_{ск5}=26182+0,7(279113+2499)=223310, \text{ Н. м}$$

$$Q=0 \text{ т; } R=28 \text{ м}$$

$$M_{ск6}=26182+0,7(217981-1254)=177890, \text{ Н. м}$$

$$Q=0 \text{ т; } R=18 \text{ м}$$

$$M_{ск7}=26182+0,7(122862-5831)=108103, \text{ Н. м}$$

$$Q=0 \text{ т; } R=9 \text{ м}$$

$$M_{ск8}=26182+0,7(62377-9917)=62904, \text{ Н. м}$$

По максимальному середньоквадратичному моменту визначаємо середньоквадратичну потужність двигуна по формулі:

$$N_{ск} = \frac{M_{ск} \cdot n}{975 \cdot \eta}, \text{кВт} \quad (4.9)$$

де  $\eta$  - коефіцієнт корисної дії механізму повороту.

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_{в.в.} \cdot \eta_{о.п.} = 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,875$$

де  $\eta_p = 0,93$  - ККД редуктора;

$\eta_{в.в.} = 0,98$  – ККД вихідного вала;

$\eta_{о.п.} = 0,96$  – ККД відкритої передачі.

$$N_{ск} = \frac{230290 \cdot 1,5}{975 \cdot 0,875} = 41,32, \text{кВт}$$

На крані встановлено два незалежних механізми повороту.

Вибираємо двигун 4МТН225L6,  $M_{\max} = 1000$ , Н\* м,  $J = 7,35$ , Н. м<sup>2</sup>,  $n = 960$  об/хв,  $N = 30$  кВт,  $GD_a^2 = 29,4$ , Н.м<sup>2</sup>

Перевіряємо електродвигун фірми «KONE» MS22MB300.

$M_{\max} = 1274$  Н. м,  $J = 8,33$  Н. м<sup>2</sup>,  $n = 975$  об/хв, при ПВ 40 %,  $N = 45$  кВт.

Перевірка можливості подолання при усталеному русі найбільшого опору обертання при пориві вітру і відхиленні вантажу від вертикалі виконується по формулі.

$$M_3 \geq \frac{M_{тр} + M_{вII} + M_{\chi} + M_{\alpha I}}{i \cdot \eta} \quad (4.10)$$

де  $M_3 \cong 2,25$  – момент двигуна, що обмежується електричним захистом;

$M_n$  – номінальний момент;

$M_{вII}$  – найбільший момент від тиску вітру другого випадку навантаження (кран звантажем), що направляє перпендикулярно площині стріли на поворотну частину і на вантаж, кгм;

$i$  - передатне відношення привода.

$$M_{eII} = \frac{g_{\max}}{g} \cdot M_e = \frac{20}{5} \cdot 297959 = 396611, \text{кГ} \cdot \text{м} \quad (4.11)$$

$$M_{\chi} = 19423, \text{Н} \cdot \text{м}, \quad M_{\alpha I} = TR; \quad R = 36, \text{м}, \quad T = Q \cdot \text{tg} \alpha_I, \quad \alpha_I = 3^{\circ}.$$

$$T = 16000 \cdot 0,0524 = 8216, \text{Н}.$$

$$M_{\alpha I} = 8216 \cdot 36 = 295787, \text{Н} \cdot \text{м}.$$

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

$$2M_{\max} = 2 \cdot 1000 = 2000, \text{Н} \cdot \text{м} \succ 1341, \text{Н} \cdot \text{м}$$

$$2M_{\max} = 2 \cdot 1274 = 2548, \text{Н} \cdot \text{м} \succ 1341, \text{Н} \cdot \text{м}$$

#### 4.3.2 Визначення махового моменту наведеного до вала двигуна

$$GD_{om}^2 = GD_g^2 + \frac{GD_o^2}{i^2 \cdot \eta} \quad (4.12)$$

де  $GD_{om}^2$  - загальний маховий момент наведений до вала двигуна;

$GD_o^2$  - маховий момент деталей вала двигуна,

$$GD_g^2 = GD_{\partial e}^2 + GD_m^2$$

де  $GD_{\partial e}^2$  - маховий момент ротора двигуна;

$GD_m^2$  - маховий момент муфти,

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

де  $Q = 813 \text{ Н}$  - вага муфти;

$d = 300$  мм - діаметр муфти.

1- для двигуна 4МТН225М6Р3  $GD_{ог}^2$

$$GD_{ог}^2 = 4.7,35 = 29,4, \text{ Н. м}^2$$

$$GD_{ог}^2 = 29,4 + 32,92 = 62,32, \text{ Н. м}^2.$$

2 – для двигуна М S 22МВ300  $GD_{ог}^2$

$$GD_{ог}^2 = 4.,33 = 33,32, \text{ Н. м}^2$$

$$GD_{ог}^2 = 33,32 + 32,92 = 66,24, \text{ Н. м}^2.$$

1 - для двигуна 4МТН225М6Р3  $GD_{ом}^2$

$$Q=16 \text{ т; } R= 36 \text{ м}$$

$$GD_{ом1}^2 = 62,32 + \frac{1384040}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 2048,2, \text{ Н. м}^2$$

$$Q=16 \text{ т; } R= 28 \text{ м}$$

$$GD_{ом2}^2 = 62,32 + \frac{89819}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 1357, \text{ Н. м}^2$$

$$Q=16 \text{ т; } R= 18 \text{ м}$$

$$GD_{ом3}^2 = 62,32 + \frac{44786}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 710, \text{ Н. м}^2$$

$$Q=16 \text{ т; } R=9 \text{ м}$$

$$GD_{ом4}^2 = 62,32 + \frac{22273}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 387,8, \text{ Н. м}^2$$

$$Q=0 \text{ т; } R= 36 \text{ м}$$

$$GD_{ом5}^2 = 62,32 + \frac{58284}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 901,5, \text{ Н. м}^2$$

$$Q=0 \text{ т; } R= 28 \text{ м}$$

$$GD_{ом6}^2 = 62,32 + \frac{41477}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 659,9, \text{ Н. м}^2$$

$$Q=0 \text{ т; } R= 18 \text{ м}$$

$$GD_{ом7}^2 = 62,32 + \frac{40517}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 646,1, \text{ Н. м}^2$$

$$Q=0 \text{ т; } R=9 \text{ м}$$

$$GD_{om8}^2 = 62,32 + \frac{17089}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 309,3, \text{ H.м}^2$$

2 – для двигуна M S 22MB300  $GD_{om}^2$

$$Q=16 \text{ т; } R= 36 \text{ м}$$

$$GD_{om1}^2 = 66,24 + \frac{141228}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 2098, \text{ H.м}^2$$

$$Q=16 \text{ т; } R= 28 \text{ м}$$

$$GD_{om2}^2 = 66,24 + \frac{91653}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 1385,2, \text{ H.м}^2$$

$$Q=16 \text{ т; } R= 18 \text{ м}$$

$$GD_{om3}^2 = 66,24 + \frac{45701}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 724,6, \text{ H.м}^2$$

$$Q=16 \text{ т; } R=9 \text{ м}$$

$$GD_{om4}^2 = 66,24 + \frac{22273}{630,46^2 \cdot 0,875 \cdot 2} = 387,8, \text{ H.м}^2$$

4.3.3 Визначення динамічного моменту двигуна:

$$M_d = \frac{GD_{om}^2 \cdot n_{\partial\partial}}{375 \cdot t} \quad (4.13)$$

1 - для двигуна 4МТН225М6Р3  $M_d = \frac{GD_{om}^2 \cdot n_{\partial\partial}}{375 \cdot t} = \frac{2048 \cdot 960}{375 \cdot 10} = 524,28, \text{ H.м}$

2 - для двигуна M S 22MB300  $M_d = \frac{GD_{om}^2 \cdot n_{\partial\partial}}{375 \cdot t} = \frac{2048 \cdot 975}{375 \cdot 10} = 532,48, \text{ H.м}$

4.3. 4 Визначення статичного моменту, наведеного до вала двигуна:

$$M_{cm}^{\partial\epsilon} = \frac{M_{ck}}{\eta \cdot i} = \frac{230299}{0,875 \cdot 630,46} = 417,48, H.m. \quad (4.14)$$

4.3.5 Визначення сумарного моменту двигуна:

$$M_{\partial\epsilon} = M_{\partial} + M_{cm}^{\partial\epsilon} \quad (4.15)$$

1 - для двигуна 4МТН225М6Р3  $M_{\partial\epsilon} = 53,6 + 42,6 = 942,76, H.m$

2 - для двигуна М S 22МВ300  $M_{\partial\epsilon} = 54,55 + 42,6 = 952,07, H.m.$

#### 4.4 Визначення гальмового моменту

Гальмовий момент визначаємо при вітрі і неробочому стану по формулі:

$$M_T = 1,2 \cdot (M_u + M_{\chi} + M_{\epsilon}^I - M_{mp}) \cdot \frac{\eta}{i}, \quad (4.16)$$

Момент приймаємо для вильоту R= 18 м, кран без вантажу Q= 0 т.

$M_u=158818, H.m$ ;  $M_{\chi}=-5831, H.m$ ;  $M_{mp}=26128, H.m$ ;

$M_{\epsilon}^I = 122862, H.m$  (при вітрі 20 кг/м<sup>2</sup>  $M_{\epsilon}^I=614310, H.m$ )

$$M_T = 1,2 \cdot (158818 - 5831 + 614310 - 26127) \cdot \frac{0,875}{630,46} = 947, H.m$$

$$M_T = \frac{947}{2} = 473, H.m \quad - \text{кожного гальма};$$

$M_T = 490, H.m$  - для гальма ТІ 315/80/6, що відповідає умовам.

#### 4.5 Розрахунок муфти граничного моменту

Розрахунок ведемо для умови - Q=16 т; R= 36 м.

Число пар поверхонь тертя [7]:

$$z = \frac{8.M_{np}}{\pi(D_n^2 - D_в^2)D_{cp} \cdot [q] \cdot f_o} \quad (4.17)$$

де  $M_{np}=1,1 \cdot M_m$  – граничний пружинний момент,

$$\begin{aligned} M_m &= \frac{1}{i \cdot \eta} (M_u + M_\chi + M_{вст} + M_{тр}) = \\ &= \frac{1}{630,46 \cdot 0,875} (56505,85 + 1982 + 30353 + 2864,586) = 166,2, \text{ кг.м} \end{aligned}$$

де  $M_i=56505,85$  кг.м - момент інерції;

$M_\chi = 1982$ , кг.м - момент від крену крана;

$M_в = 30353$ , кг.м - момент від вітрового навантаження;

$M_{тр} = 2864,586$ , кг.м - момент від сил тертя.

Для одного привода  $M_m = \frac{166,2}{2} = 83,1, \text{ кг.м.}$

$$M_{np} = 1,1 \cdot 83,1 = 91,4, \text{ кг.м}$$

$$D_{cp} = \frac{D_n + D_в}{2} = \frac{215 + 165}{2} = 190, \text{ мм} \quad (4.18)$$

$D_n = 215$  мм – зовнішній діаметр дисків;

$D_в = 165$  мм – внутрішній діаметр дисків.

$[q] = 3,5/\text{див}^2$  – допустимий тиск, що діє, на поверхнях тертя;

$f_o = 0,2$  – коефіцієнт тертя спокою.

$$z = \frac{8 \cdot 91,40}{3,14 \cdot (21,5^2 - 16,5^2) \cdot 19,3 \cdot 5 \cdot 0,2} = 9,2 \approx 9$$

Визначимо число дисків у веденій частині муфти:

$$n_1 = \frac{z}{2} + 1 = \frac{9}{2} + 1 = 5,5, \text{ шт.} - \text{приймаємо 6 дисків.}$$

Визначимо число дисків у провідній частині муфти:

$$n_2 = \frac{z}{2} = \frac{9}{2} = 4,5, \text{ шт.} - \text{приймаємо 5 дисків.}$$

#### 4.6 Розрахунок шліцьового зачеплення напруги змінанню

$$\sigma_{см} = \frac{M_\kappa}{0,75 \cdot z \cdot h \cdot l \cdot r_{cp}} \quad (4.19)$$

де  $M_k$  – найбільший крутний момент, переданий шліцьовим зачепленням;

$$M_k = \frac{M_\Sigma}{i_{on} \cdot z} = 5166,5, \text{ кг.м}$$

$$i_{on} = 8,875;$$

0,75 - коефіцієнт, що враховує нерівномірну роботу зубців;

$Z = 34$  - число зубців;

$h$  – висота поверхні контакту зубців, см;  $h = d_d / z = 17 / 34 = 0,5$ , см;

$d_d = 17$  см - діаметр ділильної окружності для евольвентних зубців;

$l = 20$  см - довжина поверхні контакту зубців;

$r_{cp} = 8,5$  см – середній радіус поверхні контакту зубців.

$$\sigma_{cm} = \frac{516650,34}{0,75 \cdot 34 \cdot 0,5 \cdot 20 \cdot 8,5} = 238,36, \text{ кг / см}^2$$

Для важкого режиму роботи  $[\sigma_{cm}] = 240 \div 700, \text{ кг / см}^2$

$\sigma_{cm} = 238,36, \text{ кг / см}^2$ , що менше допустимого напруження зминання.

#### 4.7 Розрахунок вихідного вала-шестірни, вибір підшипників

Мінімальний діаметр вала

$$d \approx 1,73 \sqrt{\frac{M_{kp}}{[\tau]}}, \text{ см} \quad (4.20)$$

Значення тимчасового допустимого опору  $\sigma_\sigma = 75, \text{ кг / мм}^2$

$$[\tau] = 45, \text{ кг / мм}^2$$

$$M_{\Sigma} = 56505,85 + 1982 + 30353 + 2864,586 / 2 = 91705,436 / 2 = 45852,718, \text{ кг.м}$$

$$M_{\kappa} = \frac{45852,718}{8,875} = 5166,5034, \text{ кг.м} \quad (4.21)$$

$$d = 1,73 \sqrt{\frac{5166503,4}{45}} = 82,6, \text{ мм}$$

$d = 170$  мм - мінімальний діаметр вихідного вала-шестірни.

Розрахунок зусиль у зачепленні шестерня-зубвенець.

$$P = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d_o \cdot i_{от.п.}} = \frac{2 \cdot 1997422,3}{28 \cdot 8,875} = 16075,85, \text{ кг} \quad (4.22)$$

де  $M_{\max}$  - найбільший розрахунковий момент.

$$M_{\max} = M_{\text{пуск}} = \alpha \cdot M_{\text{ном}},$$

$$M_{\text{пуск}} = 23499,086, \text{ кг.м}$$

$$M_{\max} = 1,7 \cdot 23499,086 = 39948,4462 \text{ кг.м}$$

На один привод

$$M_{\max} = 19974,223, \text{ кг.м,}$$

$d_o = 28$  см- діаметр ділильної окружності шестірни;

$i_{от.п.} = 8,875$  – передатне відношення з'єднання зуб-вінець-шестірни.

$$T = \rho \cdot \text{tg} \alpha = 16075,83 \cdot 0,36 = 5787,3, \text{ кг} \quad (4.23)$$

$\alpha = 20^\circ$  – кут зачеплення;  $\text{tg} \alpha = 20^\circ = 0,36$ .

$$\Sigma M_{AY} = 0$$

$$P_{20,6} = R_{BY} \cdot 123,1, \quad R_{BY} = \frac{P_{20,6}}{123,1} = \frac{16075,83 \cdot 20,6}{123,1} = 2690,187, \text{кз}$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника

$$C = \frac{f \cdot h}{f_n} \cdot Q = \frac{2,46}{1,435} \cdot 16820,6 = 28835,3, \text{кз} \quad (4.24)$$

де  $f \cdot h = 2,46$  - коефіцієнт довговічності;

$f_n = 1,435$  – коефіцієнт частоти обертання підшипника.

## 5. МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРОТИУГІННОГО ЗАХВАТУ

У спеціальній частині був проведений літературно-патентний пошук.

УДК 621.873 (088.8) Пристрій протиугінний для кранів

Пристрій (рис.5.1) складається з важелів 4, на верхніх кінцях яких установлені ролики 5, а на нижніх - губки 2, що охоплюють головку рейки 1. Важелі підтримуються штангами 17, шарнірно з ними зв'язаними. Штанги шарнірно з'єднані із гвинтовими тягами 18 пружинних підвісок 3, які, у свою чергу, шарнірно з'єднані із крановою металоконструкцією 7. Поворот пружинних підвісок щодо металоконструкції можливий завдяки пружинним амортизаторам 16. За допомогою гвинтових тяг можна регулювати зазор між контактуючими поверхнями губок і рейки.

Ролики важелів входять у прорізи повзунів 8, які можуть вертикально перемішатися в напрямного 20 типу "ласточкин хвіст", закріплених на металоконструкціях. Переміщення забезпечується за допомогою необерткових гайок 9, установлених на оберткових гвинтах 19, і пружинних амортизаторів 6. Обертання гвинтам, закріпленим на опорах 15, передається через муфти 14 і два синхронно обертові вали 13 редуктора 12 від електродвигуна 10 з убудованим гальмом або вручну від рукоятки, яка надівається на квадратний хвостовик вала 11.

Для включення пристрою гвинти повертаються, при цьому гайки, пружинні амортизатори 6 і повзуни опускаються. Ролики, переміщаючись угору по прорізах повзунів, розводять верхні кінці важелів, перекошуючи їх разом з губками на рейці. При цьому шарніри з'єднання важелів зі штангами можуть зміщатися як по вертикалі, так і по горизонталі за рахунок пружинних підвісок і амортизаторів 16.

Кути граничного перекосу першого й другого важелів звичайно відрізняються між собою. Досягнення кожним важелем свого граничного перекосу забезпечується різною величиною вертикального переміщення повзунів, що можливо завдяки наявності пружинних амортизаторів 6. Таким чином, пружинні підвіски й амортизатори 6 й 16 повністю забезпечують самоустановку важелів при їхньому перекосі.

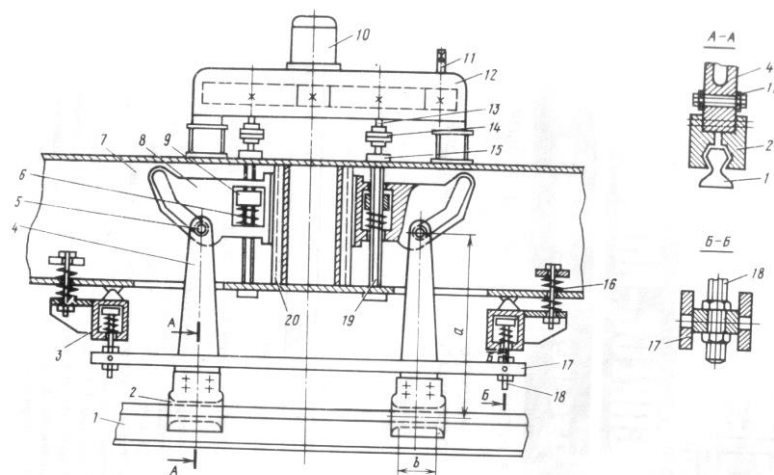


Рис 5.1 Пристрій протиугінний для кранів

SU 1191417 A В 66 С 9/18 Н.В, Ренкас й Ю.Г,  
Ю.Г.Соболь

Александров М.П. Підйомно-транспортні машини. М.: Вища школа,  
1979, с. 305, мал. 163. Протиугінний рейковий захват

Протиугінний рейковий захват (рис. 5.2) складається зі сталевого прямокутного корпуса 1, у якому розміщені з можливістю переміщення але напрямним. 2-коряус 3 механізми повороту важелів і рухлива балка 4. На осях 5 рухливої балки 4 з можливістю повороту закріплені затискні важелі 6 й 7, на верхніх копицях яких на осях 8 укріплені ролики 9, взаємодіючі з фігурними пазами 10, виконаними у вушках 11 корпуса 3 механізми повороту важелів, а нижні кінці постачені змінними губками 12 із загартованої сталі, виконаними з насічками й взаємодіючими з головкою рейки 13, а самі губки виконані однаковими із двома взаємно перпендикулярними осями симетрії в робочій площині й виступають над площиною важелів принаймні не менш чим на

подвоєну висоту зубів насічки, при цьому довжина губок виконується в межах від  $3/4$  до  $4/4$  ширини головки рейки 13. Нижній кінець одного з важелів, наприклад важіль 7, виконаний твердої j-образної форми, горизонтальна полиця 14 якого постачена на кінцях губками 12, розташованими на відстані друг від друга, рівному принаймні чотириразовій довжині губки, а нижній кінець іншого важеля, наприклад 6, виконаний прямим і постачений губкою, що складається з двох рядом закріплених колонок 12, при цьому губка розташована напроти середини відстані між губками важеля 7. Корпус 3 механізми повороту важелем приводиться у рух при обертанні вертикального пінт- 5 при роботі електродвигуна 16 через черв'ячний редуктор 17 і шарнір 18. Для привода протиугінного захвата в дію при знеструмленому положенні або в інших необхідних випадках пристрій постачений змінною рукояткою 19.

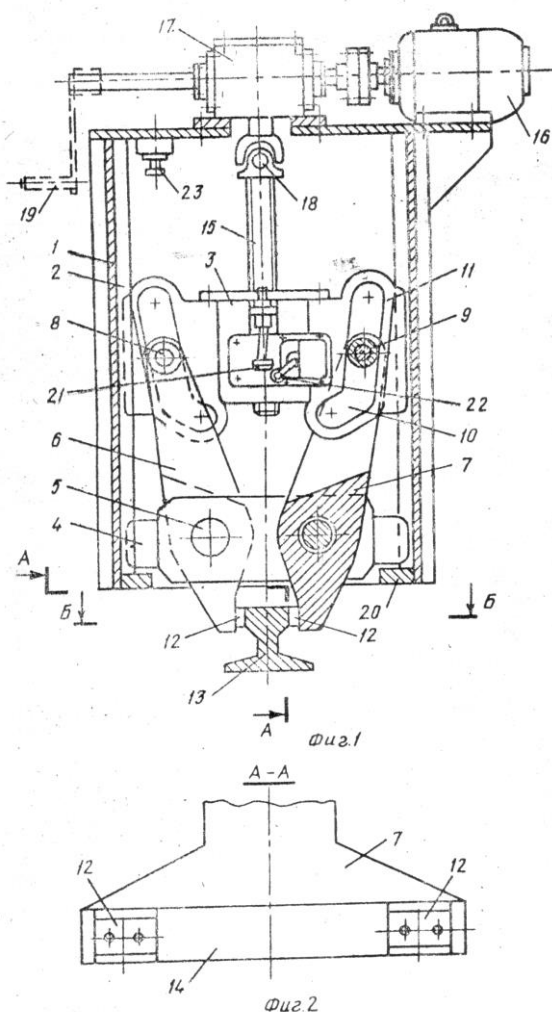


Рис. 5.2 Протиугінний рейковий захват

## 5.1 Рейкові захвати

### 5.1.1 Визначення зусиль захвата

Зусилля захватів, необхідне для втримання крана на рейковому шляху, при дії вітрового навантаження на кран у неробочому стані визначається по формулі:

$$P_y = r.i.m.f.N \quad (5.1)$$

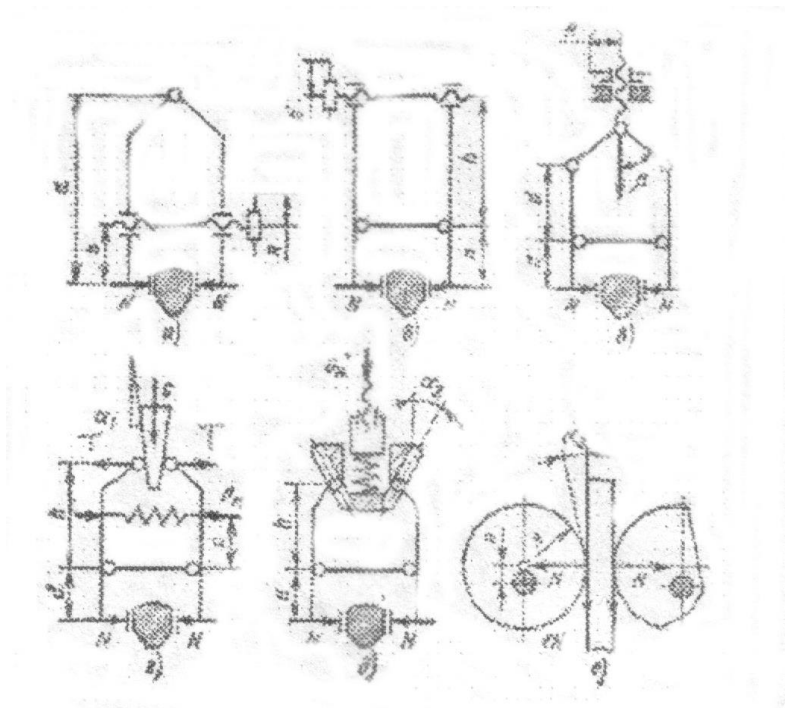


Рис. 5.3 Схеми до розрахунку рейкових захватів

де  $k = 1,2 - 1,5$  – коефіцієнт запасу;

$r$  - число робочих поверхонь захвата ( $r = 1$  для останова й  $r = 2$  для кліщового й ексцентрикового захватів);

$i$  – число захватів на ходовій частині крана коефіцієнт тертя між губками захвата й крановою рейкою;

$N$  - сила, що притискає губки захвата до рейки.

Насічку губок виконують із кроком, рівним 5-6 мм. Кут нахилу вершини зуба насічки становить 90-110°.

Сила притиснення губок захвата до рейки визначається по формулі:

$$N = P \cdot f(2/m/f) \quad (5.2)$$

Робочу площу губки визначають, виходячи з допустимих напружень зминання, визначають по формулі:

$$F = \frac{N}{[\sigma]} \quad (5.3)$$

де  $[\sigma]$  - допустиме напруження зминання поверхні губок, що для губок із загартованої сталі 65Г и 60С2 буде 200-250 Мпа, для губок з незагартованої сталі 45 дорівнює 50-80 Мпа.

Таблиця 5.1

Значення коефіцієнта тертя в контактi губок захвата з головкою рейки

Вид поверхні губок	Матеріал губок	Поверхнева твердість HRC	Коефіцієнт тертя
Гостра насічка  Насічка, притуплена до площадок шириною 0,15 мм	Сталь 65М, 60С2 В8А; В10А	55	0,3
			0,18
Насічка відсутня	Сталь 45, 50	35	0,15
	Ст3		0,12

### 5.1. 2 Визначення моменту на осі стяжного гвинта.

- для захватів з горизонтальним гвинтом (мал.5.3,а,б):

$$M = \frac{Nar}{[btg(\alpha + \rho)]} \quad (5.4)$$

-для захватів з вертикальним гвинтом і розпірними планками, розташованими під кутом  $\rho$  до вертикалі (мал. 5.1,в,с):

$$M_B = \frac{M}{tg\beta} \quad (5.5)$$

де  $r$  – середній радіус різьблення гвинта;

$\alpha$  - кут підйому гвинтової лінії ( $\alpha = 4 \div 5^\circ$  - для гвинтів, що самогальмуються);

$\rho$  - кут тертя гвинта в гайці ( $\rho=4\div 6^\circ$  - для пари сталь-бронза,  $\rho=8\div 9^\circ$  - для сталевій пари);

$\beta = 60\div 70^\circ$  - кут при притиснутих до рейки губках.

### 1.3 Визначення зусилля на рукоятці гвинта

$$P_p = \frac{M}{R} \leq [P_p] \quad (5.6)$$

де  $R$  – плече рукоятки;

$[P_p] = 250\div 300$  Н – зусилля, створюване машиністом крана при короткочасній (до 5 хв) роботі.

Вага замикаючого клина захвата (мал. 5.1,г) визначається по формулі:

$$G = 27(\operatorname{tg} \alpha_1 - k_p) \quad (5.7)$$

де  $k_p = 0,02-0,05$  – коефіцієнт опору коченню ролика важеля по клині;

( $\alpha_1$  - кут при вершині клина.

Горизонтальна складова сили натискання визначається по формулі:

$$T = \frac{aN}{b} + \frac{cP_n}{b} \quad (5.8)$$

де  $T$  – горизонтальна складова ваги важеля на клин;

$$P_a = \frac{1,5G_p L}{c} - \text{зусилля стяжної пружини};$$

$G_p$  – вага важеля;

$L$  – плече додатка сили  $G_p$  щодо шарніра при замкненому положенні важелів.

### 5.1.4 Визначення розрахункового ходу клина

$$h = \frac{1,5\left(\frac{\Delta b}{a} + \delta\right)}{\operatorname{tg} \alpha_1} \quad (5.9)$$

де  $a$  -  $6(8$  див - сумарний відхід губок від рейки;

$$\delta = \frac{Tb^3}{3fy} - \text{прогин важеля під дією сили } T, \text{ мм.}$$

Вертикальна сила натискання для захвата з похилими напрямними (мал. 5.3,д).

$$G_H = \frac{2Na}{\left[ b \left( \operatorname{tg} \alpha_2 + k_p \right) \right]} \quad (5.10)$$

де  $\alpha_2$  - кут нахилу напрямних.

5.1.5 Момент на осі вертикального гвинта визначається по формулі:

$$M = \frac{2Na}{\left[ b \left( \operatorname{tg} \alpha_2 + k_p \right) r \operatorname{tg} (\alpha + \rho) \right]} \quad (5.11)$$

Найбільший кут підйому ексцентрика захвата (мал.1,е).

Радіус ексцентрика  $R$  й ексцентриситет  $e$  визначається з умови  $fNR - tN = 0$ ,

звідки  $\frac{e}{R} \leq f$ .

Розрахункове зусилля притиснення ексцентриків до рейки

$$N = \frac{P_y}{\left[ 2m \operatorname{tg} (\alpha_a + \rho) \right]} \quad (5.12)$$

## 5.2

### 5.2 Захвати з нижнім розташуванням приводного гвинта

Захвати з нижнім розташуванням приводного гвинта можуть мати прямолінійний і кутовий рух затискних важелів.

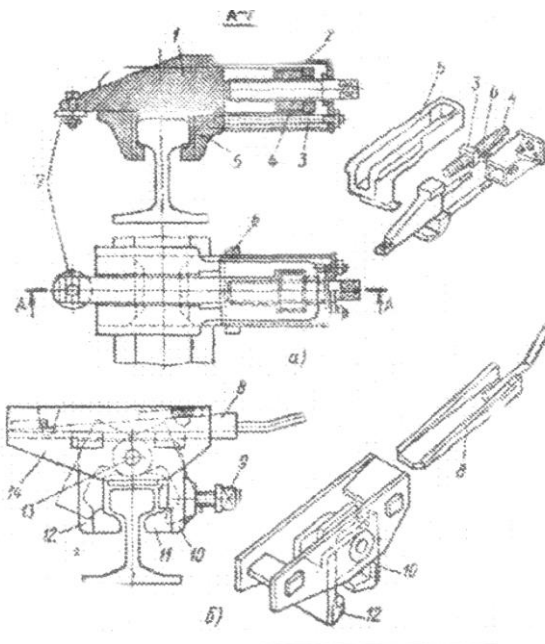


Рис. 5.4 Рейкові захвати з нижнім розташуванням горизонтального

приводного гвинта: а - із прямолінійним рухом важелів; б - з кутовим рухом важелів.

### 5.2.1. Захват із прямолінійним рухом важелів

Захват із прямолінійним рухом важелів баштових кранів серії КБ складається зі звареного корпусу 1 (рис. 5.4, а) з бобишками 6, за допомогою яких він опирається на виступи в центральному прорізі ходового візка. У пазу, виконаному в корпусі, за допомогою гвинта 4установленого в чотиригранній гайці 3,переміщається рухлива губка 5 захвата. Гвинтова пара закрита кожухом 2. Зазор між губками й головкою рейки обмежується упором 7. Трубки захвата постійно підведені під головку рейки, що підвищує безпека експлуатації крана, тому що виключається можливість сходу ходових коліс і розворот ті лежання при її відриві від рейок при роботі крана на погано покладених рейкових шляхах.

До числа недоліків захвата варто віднести: низьке розташування гвинтової пари, підвищену можливість заїдання й влучення на третьові поверхні абразивних часток, необхідність застосування для кранових шляхів спеціальних стикових рейкових накладок, що не перешкоджають проходу губок захвата.

Для роботи баштових кранів на рейкових шляхах зі стандартними залізничними рейковими накладками застосовують напівавтоматичні захвати з кутовим рухом важелів. Такий захват має зварений корпус 14 (мал. 5.4, б), до якого шарнірно прикріплені важелі 10 й 12з губками 11 на вільних кінцях. Вісь 13 шарніра кріплення важелів розташована таким чином, що при сприйнятті навантажень, що відривають, губки 11 не виходять із контакту з головкою рейки. Губки мають більші пологі фаски, що дозволяють вільно проходити захватові над стиковими накладками рейок. Для стопоріння крана в похилий паз у корпусі 14 захвата вводиться клин 8 і затягується болт 9. При введенні клина губки важелів зводяться, а болт 9 створює необхідне зусилля защемлення клина в пазу корпусу.

### 5.3 Захвати з верхнім розташуванням горизонтального приводного гвинта

Вони мають переважно поворотні важелі 2 (мал. 5.5), що здійснюють кутові рухи. Важелі, виконані двуплечими, шарнірно закріплені в корпусі 5 за допомогою горизонтальних пальців 1. На верхніх кінцях важелів є відкриті пази для розміщення ходових гайок 4. Гайки мають різний напрямок різьбової нарізки, по якій вони встановлені на приводному гвинті 3. Для стопоріння гайок у пазах важелів від повороту служать бобишки 8. Гвинт постачений штурвалом 9 для створення необхідного зусилля притиснення губок 10 до головки 11 рейки. Для сигналізації про накладення захвата на рейку призначений кінцевий вимикач 7, включений у ланцюг сигналізації або керування краном.

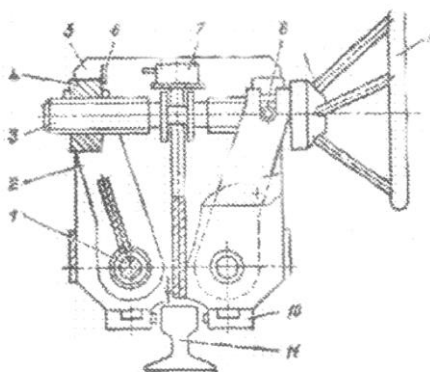


Рис. 5.5 Рейковий захват з верхнім розташуванням горизонтального приводного гвинта

Розмикання контактів вимикача відбувається внаслідок відходу керуючого упору б від важеля вимикача при обертанні гвинта 3 і зсуві гайки 4.

### 5.4 Захват з вертикальним розташуванням приводного гвинта

Захват з вертикальним розташуванням приводного гвинта порталного крана встановлюється на торцевій частині ходового візка.

Вертикальний гвинт 3 (рис. 5.6), постачений ручним штурвалом 1, обертається в нерухомій гайці 2. У нижній частині гвинта закріплений клин 4 з напрямною планкою 5. При обертанні гвинта на замикання захвата клин опускається й за допомогою роликів 6 розсовує верхні кінці важелів 8. Важелі, повертаючись на осях 9, затискають головку рейки. При підйомі гвинта планка 7, пов'язана із клином, входить у контакт із роликами 6 і піднімає губки захвата над головкою рейки.

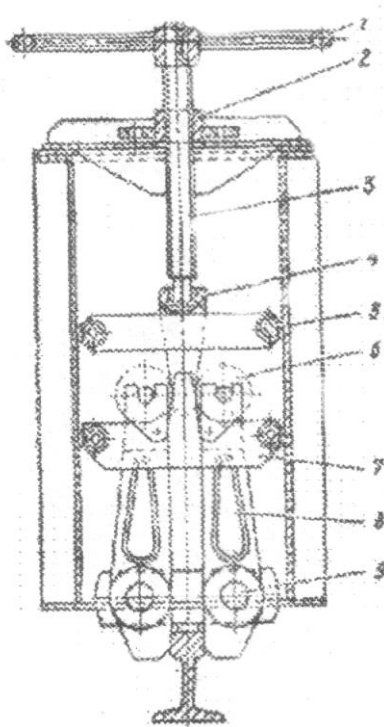


Рис. 5.6 Рейковий захват з вертикальним розташуванням приводного гвинта

Зроблений розрахунок і аналіз конструкцій підтверджує правильність модернізації протиугінного захвата.

## ВИСНОВОК

У результаті виконання дипломного проекту був модернізований кран порталний вантажопідйомністю 16/20/32 т.

Були виконані розрахунки:

механізму головного підйому;

механізму пересування крана;

механізму повороту.

Для кожного механізму були обґрунтовані основні елементи (електродвигуни, муфти, редуктори, гальма і т.д), проведені розрахунки на міцність і довговічність.

Був проведений літературно-патентний пошук, і по його підсумках був зроблений розрахунок і модернізація протиугінного захоплювача.

Дослідження показали, що найбільш ефективною конструкцією протиугінного пристрою є рейковий захват з верхнім розташуванням горизонтального приводного гвинта.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Проектування транспортуючих 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 «ХП», 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 вантажопідіймальних 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. Вантажопідіймальна 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. Машины 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. Воляннюк, 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.