

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний
(повне найменування інституту, факультету)
Деталі машин і ТТМ
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр
(ступінь вищої освіти)

на тему Кран ливарний Q = 140/50 т.

Виконав: студент(ка) IV курсу, групи Мз-312

Спеціальності 133 Галузеve машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання
Корнієнко С.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник Козак Д.С.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Фролов Р.О.
(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
 (повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний
 Кафедра Деталі машин і підйомно-транспортні механізми
 Ступінь вищої освіти Бакалавр
 Спеціальність 133 „Галузь машинобудування“
 (код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання
 (назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Леонід Мартович
 « 16 » 04 2026 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Корнієнко Святослав Святославович
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Кран ливарний Q = 140/50 т.

керівник проекту (роботи) Козак Дмитро Сергійович,
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 15 » 04 2026 року № 163

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Роботи креслення ливарного крану вантажопідйомністю 140/50 т.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок механізму головного підйому.

2. Розрахунок механізму допоміжного підйому.

3. Розрахунок механізму пересування візка.

4. Розрахунок механізму пересування крану.

5. Заходи з охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Лист 1, формат А0, "головний вид крану"

2. Лист 2, формат А1, "механізм головного підйому"

3. Лист 3, формат А1, "механізм пересування крану"

4. Лист 4, формат А1, "Візок"

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Козак Д.С., старш. викл.		
2	Козак Д.С., старш. викл.		
3	Козак Д.С., старш. викл.		
4	Козак Д.С., старш. викл.		
5	Козак Д.С., старш. викл.		
6	Козак Д.С., старш. викл.		

7. Дата видачі завдання « 16 » 04 2026 року.

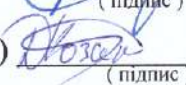
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок мех. гол. підйому	17.04.2026	
2	Розрахунок мех. гол. підйому	24.04.2026	
3	Розрахунок мех. пересув. крану	30.04.2026	
4	Розрахунок мех. пересув. візка	07.05.2026	
5	Заходи з охорони праці	25.05.2026	
6	Виконання креслень	01.06.2026	

Студент(ка)


 (підпис)
Корнієнко С.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


 (підпис)
Козак Д.С.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 77 сторінок, 10 рис., 1 табл., 14 джерел.

Об'єкт дослідження – кран мостовий спеціальний вантажопідйомністю $Q=140/32$ т.

Мета роботи по вихідним даним модернізувати кран.

Електричний спеціальний кран призначений для виконання технологічних операцій на ливарному виробництві масою не більше 140 тон. Кран працює у важкому режимі. Візок допоміжного підйому призначений для кантування розплавленого металу із ковша або для виконання допоміжних підйомних операцій.

МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ, ТРАВЕРСА, МЕХАНІЗМ,
ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ, ПОЛІСПАСТ, БАЛАНСИР.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	4
ВСТУП	8
1. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ	11
1.1 Вихідні данні	11
1.2 Вибір схеми та кратності поліспасти	12
1.3 Вибір вантажного канату	13
1.4 Розрахунок розмірів блоків та барабанів.....	14
1.5 Кріплення канату на барабан	16
1.6 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	18
1.7 Розрахунок редуктора.....	19
1.8 Перевірка електродвигуна.....	19
1.9 Вибір гальм та муфти	22
2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ	
$Q=32$ т.....	24
2.1 Вихідні дані.....	24
2.2 Вибір кінематичної схеми та кратності поліспасти.....	24
2.3 Вибір вантажного каната.....	25
2.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	26
2.5 Вибір гака.....	27
2.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	28
2.7 Розрахунок елементів підвіски	30
2.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	34
2.9 Вибір редуктора.....	35
2.10 Вибір муфт	36
2.11 Перевірка двигуна за часом пуску	37
2.12 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм	38
3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ	
ГОЛОВНОГО ВІЗКА.....	40

3.1 Вибір схеми механізму пересування головного візка	40
3.2 Визначення максимального тиску на ходове колесо візка та його вибір.....	40
3.3 Визначення опору пересування візка.....	41
3.4 Визначення потужності двигуна, його вибір	42
3.5 Вибір редуктора.....	42
3.6 Перевірка двигуна за нагрівом	43
3.7 Вибір муфт	44
3.8 Вибір гальма	44
3.9 Перевірка двигуна за часом розгону візка та запасом зчеплення коліс з рейками	47
4. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ	
ДОПОМІЖНОГО ВІЗКА	49
4.1 Вибір схеми механізму пересування.....	49
4.2 Визначення максимального тиску на ходове колесо візка та його вибір.....	49
4.3 Визначення опору пересування візка.....	50
4.4 Визначення потужності двигуна, його вибір	51
4.5 Вибір редуктора.....	51
4.6 Перевірка двигуна за нагрівом	52
4.7 Вибір муфт	52
4.8 Вибір гальма	53
4.9 Перевірка двигуна за часом розгону візка та запасом зчеплення коліс з рейками	56
5. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ	58
5.1 Вибір схеми механізму пересування.....	58
5.2 Визначення максимального тиску на ходове колесо крана та його вибір.....	58
5.3 Визначення опору пересування крана	59
5.4 Визначення потужності двигуна, його вибір	60

5.5 Вибір редуктора.....	60
5.6 Перевірка двигуна за нагрівом	61
5.7 Вибір муфт	61
5.8 Вибір гальма	62
5.9 Перевірка двигуна за часом розгону крана та запасом зчеплення коліс з рейками	65
6 ОХОРОНА ПРАЦІ	67
6.1 Аналіз потенційних небезпек	67
6.2 Заходи щодо забезпечення безпеки.....	68
6.3 Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці.....	70
6.4 Пожежна безпека.....	72
6.5 Заходи з цивільного захисту	73
ВИСНОВОК.....	75
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	76

ВСТУП

Мостові крани широко використовуються в усіх галузях промисловості, особливо в машинобудуванні. Інколи виробництво невід'ємно залежить від вантажопідйомного обладнання. Мостові крани є основним вантажопідйомним устаткуванням виробничих цехів металургійного циклу, закритих складів тощо. Своє широке застосування вони отримали завдяки універсальності, можливості використання різних вантажозахватних пристосувань і конструктивної відповідності вимогам транспортування в промислових будівлях. На електричних кранах встановлюють електродвигуни, пускові і регулювальні опори, гальмівні електромагніти, контролери, захисну, пускорегулюючу, сигнальну, блокувальну і освітлювальну апаратуру, кінцеві вимикачі, струмознімач. Живлення на кран подається або через тролейні провідники, нерухомо закріплені на будівельних конструкціях, і струмознімач, закріплені на крані, або за допомогою гнучкого шлангового кабелю. Електродвигуни, апарати і електропроводку кранів вмонтовують у виконання, відповідного умовам навколишнього середовища.

Залежно від виду вантажів, що транспортуються, на мостових кранах використовують різні вантажозахоплюючі пристрої: траверси, гаки, магніти, грейфери, кліщі і тому подібне. У зв'язку з цим розрізняють крани гакові, магнітні, грейфери, кліщові та ін.

У всіх типів кранів основними механізмами для переміщення вантажів є підйомні лебідки і механізми пересування. По вантажопідйомності мостові крани умовно розділяють на малі (маса вантажу 5...10 т.), середні (10...25 т.) і великі (понад 50 т.).

Переміщення вантажів, пов'язане з вантажопідйомними операціями, у всіх галузях народного господарства, на транспорті і в будівництві здійснюється різноманітними вантажопідйомними машинами.

Вантажопідйомні машини служать для навантажувально-розвантажувальних робіт, переміщення вантажів в технологічному ланцюзі виробництва або будівництва і виконання ремонтно-монтажних робіт з великогабаритними агрегатами. Вантажопідйомні машини з електричними приводами мають надзвичайно широкий діапазон використання, що характеризується інтервалом потужностей приводів від сотень ватів до 1000кВт[1].

Мостові крани залежно від призначення і характеру виконуваної роботи забезпечують різними вантажозахватними пристосуваннями: крюками, грейферами, спеціальними захопленнями і тому подібне. Мостовий кран вельми зручний для використання, оскільки завдяки переміщенню по шляхах кранів, розташованих у верхній частині цеху, він не займає корисної площі.

Електропривод більшості вантажопідйомних машин характеризується повторно - короткочасному режимом роботи при більшій частоті включення, широкому діапазоні регулювання швидкості і постійно виникаючих значних перевантаженнях при розгоні і гальмуванні механізмів. Особливі умови використання електроприводу у вантажопідйомних машинах з'явилися основою для створення спеціальних серій електричних двигунів і апаратів виконання крана. В даний час електроустаткування крана має в своєму складі серії електродвигунів кранів змінного і постійного струму, серії силових і магнітних контролерів, командоконтролерів, кнопкових постів, гальмівних електромагнітів і електрогідравлічних штовхачів, пусковогальмівних резисторів і ряд інших апаратів, що комплектують різні електроприводи кранів.

В даний час вантажопідйомні машини випускаються великим числом заводів. Ці машини широко використовуються в металургії, будівництві, при видобутку корисних копалин, машинобудуванні, транспорті, і в інших галузях[2].

Мостовий кран, який досліджується в даному проєкті має вантажопідйомність 140/32т. Кран призначений для виконання технологічних операцій металургійного циклу. Кран працює у важкому режимі.

Кран спирається на 12 ходових коліс . Керування всіма механізмами – централізоване, з кабіни. Механізм пересування крана обладнаний шістьма балансирами.

Кран обладнаний двома незалежними візками, вантажопідйомністю 140т і 32т. Кожен візок пересуваються по власному рейковому шляху. Висота підйому складає 35м. Підключений кран до джерела постійного струму та обладнаний аварійним резервним живленням, що дозволяє безпечно завершити технологічні роботи у разі аварійного зникнення централізованого енергопостачання.

1. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

1.1 Вихідні данні

Вантажопідйомність..... $Q=140$ т;

Висота підйому вантажу..... $H=35$ м;

Режим роботи..... М6

Швидкість підйому вантажу..... $V_{під} = 7,8 \text{ м/хв} = 0,130 \text{ м/с}$

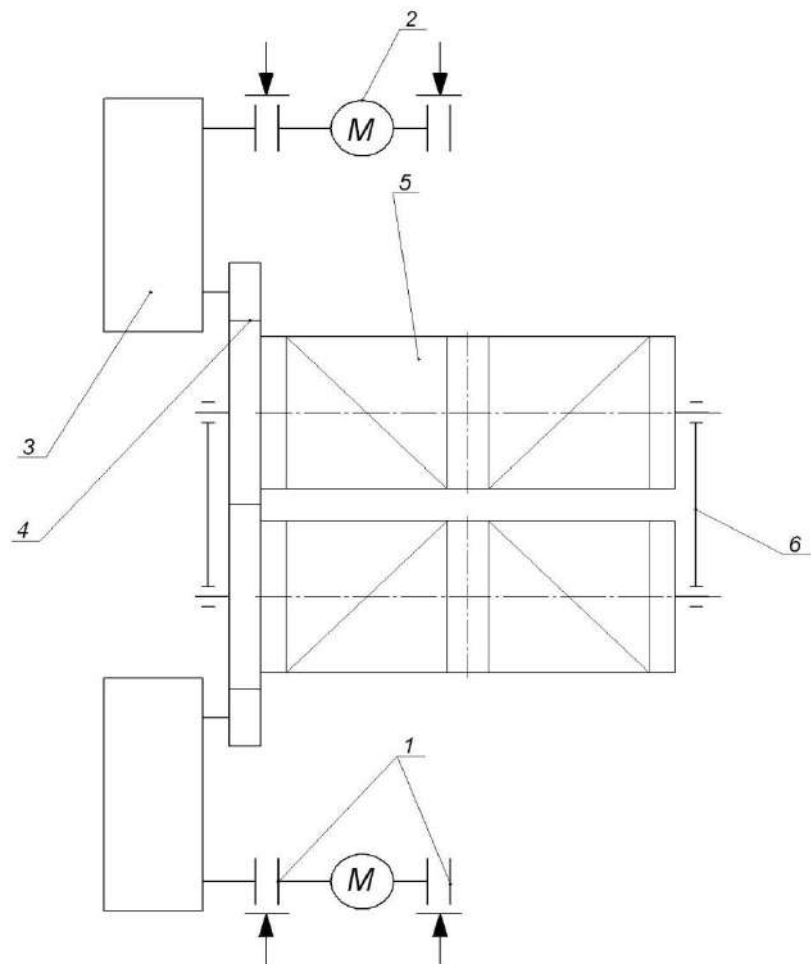


Рисунок 1.1- Схема механізму підйому

1 - Гальмо; 2 - електродвигун; 3 - редуктор; 4 – відкрита зубчата передача; 5-барабан; 6 – опора.

1.2 Вибір схеми та кратності поліспаду

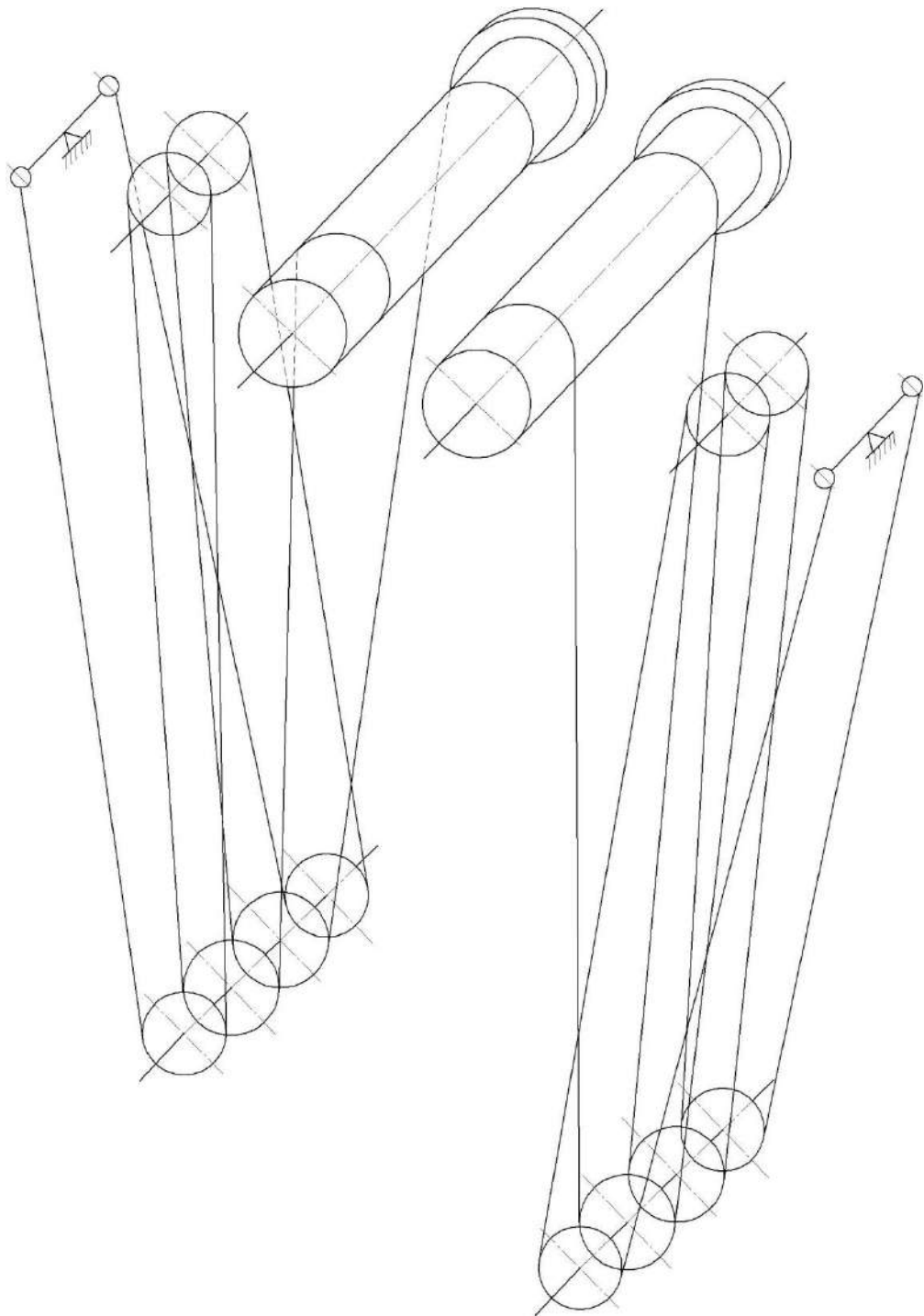


Рисунок 1.2 - Схема поліспаду механізму підйому

При вантажопідйомності 140 т кратність поліспада приймаємо $i_n=4$.
Визначимо ККД поліспада:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n} = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3}{4} = 0,97 \quad (1.1)$$

де: $\eta = 0,98$ - ККД блока, що враховує витрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість канату.

1.3 Вибір вантажного канату

У відповідності з правилами Державного нагляду з охорони праці канат вибирають за розривним зусиллям.

Визначимо розривне зусилля в канаті, Н:

$$F_{розр} = Z_p \cdot F_{max} \leq [F]_{гост} \quad (1.2)$$

де: Z_p – коефіцієнт, який враховує використання канату, для режиму роботи М6 дорівнює $Z_p = 5,6$;

F_{max} – найбільше зусилля в канаті, Н;

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} \quad (1.3)$$

де: $Q = 140$ т – номінальна маса вантажу;

$a = 4$ – кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

m – кількість відхиляючих блоків, $m = 0$;

$G_{тр}$ – маса траверси. Приймаємо масу траверси $G_{тр} = 12$ т.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (140 + 12)}{4 \cdot 4 \cdot 0,97 \cdot 0,99^0} = 97\,940 \text{ Н}$$

$$F_{розр} = 5,6 \cdot 97940 = 548464 \text{ Н}$$

Обираємо сталевий канат ЛК 3 з розривним зусиллям 621,5 кН, діаметром 31 мм за ГОСТ7667-80.

Канат 31,0-Г-I-H-1670(170) ГОСТ 7667-69.

1.4 Розрахунок розмірів блоків та барабанів

Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії навитого каната:

$$D_{min} = h \cdot d_k \quad (1.4)$$

де: $d_k=31$ мм - діаметр каната;

h - коефіцієнт , який залежить від групи режиму роботи. Для групи режиму роботи М6:

$h_b=20$ - для барабана;

$h_{bl}=22,4$ - для блока.

$$D_{min \text{ бар}} = 20 \cdot 0,031 = 0,62 \text{ м}$$

$$D_{min \text{ бл}} = 22,4 \cdot 0,031 = 0,695 \text{ м}$$

Для забезпечення необхідної швидкості підймання вантажу та зменшення габаритів барабану в довжину приймаємо діаметр барабану $D_{\bar{o}} = 1,85 \text{ м}$.

Визначимо довжину канату на одну сторону барабану:

$$L = \pi \cdot (D_{\bar{o}} + d_k) \cdot Z = 3,14 \cdot (1,85 + 0,031) \cdot 29 = 171,3 \text{ м} \quad (1.5)$$

де: $d_k = 31$ мм — діаметр канату;

Z - кількість витків на одній половині барабану.

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_1} + 4,5 \quad (1.6)$$

де: $H = 35$ м - висота підйому вантажу;

D_1 - діаметр барабана по середній лінії каната, м;

4,5 - число витків кріплення каната та запасних.

$$Z = \frac{35 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,881} + 4,5 = 28,2$$

Приймаємо $Z = 29$ витків.

Довжина нарізки на барабані:

$$l = z \cdot p \quad (1.7)$$

де: $p \geq 1,1 = 1,1 \cdot d_k = 1,1 \cdot 31 = 34,1$ мм - крок нарізки на барабані,
приймаємо $p = 34$ мм.

$$l = z \cdot p = 29 \cdot 34 = 986 \text{ мм}$$

Загальна довжина барабану при здвоєному поліспасті:

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot b + c \quad (1.8)$$

де: $b = 3 \cdot p$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана;

$$b = 3 \cdot 34 = 102 \text{ мм}$$

c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 50 \dots 120$ мм.

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot b + c = 2 \cdot 986 + 2 \cdot 102 + 50 = 2236 \text{ м}$$

Товщину стінки приймаємо для сталевого барабана:

$$\delta = 1,2 \cdot d_k = 1,2 \cdot 31 = 37,2 \text{ мм} \quad \text{Приймаємо } \delta = 40 \text{ мм}$$

Стінки барабана перевіряємо по напруженню стиска:

$$G_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{max}}}{b \cdot p} = \frac{97940}{40 \cdot 34} = 72 \text{ МПа} \leq [G_{\text{ст}}] \quad (1.9)$$

Умова виконується

де: $[G_{\text{ст}}] = 240 \text{ МПа}$ – допустиме напруження стиску для вальцованих барабанів із сталі 09Г2С.

1.5 Кріплення канату на барабан

Натяг канату у місці кріплення:

$$P_0 = \frac{F_{\text{max}}}{e^{\mu \cdot \alpha}} = \frac{97940}{l^{0,16 \cdot 12,5}} = 13\,130 \text{ Н} \quad (1.10)$$

Необхідне зусилля натягу болтів:

$$Q = \frac{2 \cdot P_0}{\mu_1 + \mu_2} = \frac{2 \cdot P_0}{0,21 + 0,16} = \frac{2 \cdot 13130}{0,21 + 0,16} = 70\,970 \text{ Н} \quad (1.11)$$

де: для болта М30, Матеріал Ст3, Кількість – 6,

$d = 30 \text{ мм}$ – зовнішній діаметр гвинта;

$d_1 = 25,4$ – внутрішній діаметр гвинта;

$l_1 = 49 \text{ мм}$ – плече прикладеної сили, згинаючої болт;

$\mu_1 = 0,16$ – коефіцієнт тертя канату о барабан;

$\mu_2 = 0,21$ – коефіцієнт тертя канату о клиновий жолоб;

$\alpha = \pi \cdot 4$ = кут охоплення барабану запасними витками.

Згинаючий момент від сили на тяжіння канату:

$$M_{зг} = \frac{Q}{2} \cdot \mu_2 \cdot l_1 = \frac{70970}{2} \cdot 0,21 \cdot 0,049 = 365 \text{ Нм} \quad (1.12)$$

Момент опору болту:

$$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 2,54^3 = 1640 \text{ мм}^3 \quad (1.13)$$

Сумарне нормальне напруження у болті:

$$\sigma_{max} = \frac{Q}{n \cdot F} + \frac{M_{зг}}{0,75 \cdot n \cdot W} = \frac{Q}{n \cdot F} + \frac{M_{зг}}{0,75 \cdot n \cdot W} \quad (1.14)$$

$$\sigma_{max} = \frac{70970}{6 \cdot 5,06 \cdot 10^{-4}} + \frac{365}{0,75 \cdot 6 \cdot 1,64 \cdot 10^{-6}} = 72834150 \text{ Па} \approx 73 \text{ МПа}$$

де: F – площа перерізу болта.

$$F = \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} = 5,06 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (1.15)$$

Запас міцності:

$$n = \frac{[\sigma_6]}{\sigma_{max}} = \frac{243}{73} > 3,3 \quad (1.16)$$

де: $[\sigma_6] = 243 \text{ МПа}$ - границя текучості для болта зі сталі 45

1.6 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Електродвигун обираємо з каталогу по статичній потужності, яка розраховується за формулою:

$$P_{\text{дв}} = \frac{10 \cdot Q_{\text{max}} \cdot V_{\text{п}}}{\eta_3} \cdot 0,6 \quad (1.17)$$

де: $Q_{\text{max}} = Q + G_{\text{тр}} = 140 + 12 = 152 \text{ т}$;

η_3 - загальний ККД механізму.

$$\eta = \eta_{\text{п}} + \eta_{\text{б}} + \eta_{\text{м}}^2 + \eta_3 = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 = 0,89 \quad (1.18)$$

де: $\eta_{\text{п}}, \eta_{\text{б}}, \eta_{\text{м}}, \eta_3$ - ККД поліспасти, барабана, муфти та зубчастого редуктора.

$$P_{\text{дв}} = \frac{10 \cdot 152 \cdot 0,13}{0,89} \cdot 0,6 = 133 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун типу Д-816.

Таблиця 1.1 - Параметри двигуна Д-816.

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$, кВт	150
Частота обертання пд, хв^{-1}	450
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	4,3
максимальний момент $N_{\text{м}}$	12 750

1.7 Розрахунок редуктора

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності P_{CT} :

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_6 \cdot i_{з6}} = \frac{450}{5,2 \cdot 5} = 17,3 \quad (1.19)$$

де: $n_{дв} = 450$ об/хв - частота обертання валу двигуна;

$i_{з6}$ – передаточне число зубчастої передачі відкритої. Задаємось $i_{з6} = 5$

n_6 – частота обертання барабану.

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{п} \cdot i_{п}}{\pi \cdot D_6} = \frac{60 \cdot 0,13 \cdot 40}{3,14 \cdot 1,881} = 5,2 \text{хв}^{-1} \quad (1.20)$$

де: $D_6 = 1,881$ м – діаметр барабана по осі каната.

Вибираємо редуктор ГК-1300 з передаточним числом $U_p=18$ потужністю 145 кВт, частотою обертання швидкохідного валу – 590 хв⁻¹.

Перевіримо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{бар} \cdot n_{дв}}{i_{з} \cdot i_{п} \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 1,881 \cdot 450}{5 \cdot 4 \cdot 18 \cdot 60} = 0,123 \text{м/с} \quad (1.21)$$

Відхилення від заданої швидкості:

$$V = \frac{V_{п} - V_{\phi}}{V_{п}} \cdot 100\% = \frac{0,13 - 0,123}{0,13} \cdot 100\% = 5\% \quad (1.22)$$

1.8 Перевірка електродвигуна

Вибраний електродвигун необхідно перевірити по нагріву за еквівалентною потужністю електродвигуна, котра не допускає перегріву

обмоток:

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25} \quad (1.23)$$

де: $K_{25} = 1$ - коефіцієнт приведення потужності для важкого режиму роботи;

$\gamma = 0,86$ - коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

$$P_{EKB} = 1 \cdot 0,86 \cdot 133 = 114 \text{ кВт} \leq 125 \text{ кВт}$$

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega}{T_{\Pi}^{\text{сер}} \pm T_{\text{ст}}} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (1.24)$$

$$I_{3B} = \delta \cdot (I_p \cdot I_m) + m \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i_{\Pi}^2 \cdot U_3^2 \cdot \eta_3} \quad (1.25)$$

де: I_{3B} - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\delta = 1,2$ - коефіцієнт, враховуючий момент інерції обертових мас деталей без урахування вала двигуна;

I_p, I_m - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмівного шківів.

$$I_p = 16,25 \text{ кгм}^2;$$

$$I_m = 2,25 \text{ кгм}^2;$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 450}{30} = 47,1 \text{ с}^{-1}$$

де: $m = 10^3 \cdot 152 = 152000$ кг - маса вантажу, який підіймають;

$U_p = 90$ – загальне передаточне число приводу;

$T_n^{\text{сер}}$ - середній пусковий момент електродвигуна.

$$T_n^{\text{сер}} = \psi \cdot T_n = 1,6 \cdot 3183 = 5093 \quad (1.26)$$

де: $\psi = 1,5-1,6$ - середня кратність пускового моменту;

T_n – номінальний момент електродвигуна.

$$T_n = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P_d}{n_d} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 150}{450} = 3183 \text{ Нм} \quad (1.27)$$

$$I_{зв} = 1,2 \cdot (16,25 \cdot 2,25) + 152000 \cdot \frac{1,88^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 90^2 \cdot 0,89} = 23,4 \text{ кгм}^2$$

$T_{ст}$ - момент на валу двигуна від маси вантажу:

$$T_{ст} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_6}{2 \cdot i_{п} \cdot U_3 \cdot 2} = \frac{10^4 \cdot 152 \cdot 1,881}{2 \cdot 4 \cdot 90 \cdot 0,89} = 4461 \text{ Нм} \quad (1.28)$$

Піднімання вантажу:

$$t_n = \frac{J_{зв} \cdot \omega}{T_n^{\text{сер}} + T_{ст}} = \frac{23,4 \cdot 47,1}{5093 - 4461} = 1,7 \text{ с} < [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

Опускання вантажу:

$$t_n = \frac{J_{зв} \cdot \omega}{T_n^{\text{сер}} + T_{ст}} = \frac{23,4 \cdot 47,1}{5093 + 4461} = 0,11 \text{ с} < [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

1.9 Вибір гальм та муфти

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмовому моменту $T_{\Gamma}, \text{Н}\cdot\text{м}$:

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot Q_{\max} \cdot D_{\text{бар}} \cdot \eta \cdot K_{\Gamma}}{2 \cdot i_{\Pi} \cdot U_{\rho}} \quad (1.29)$$

де: $Q_{\max} = 152 \text{ т}$ - максимальна вантажопідйомність;

$D_{\text{бар}} = 1,881$ - діаметр барабану;

$\eta = 0,98$ - ККД барабану;

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot 152 \cdot 1,881 \cdot 0,98 \cdot 1,1}{2 \cdot 4 \cdot 90} = 4280 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де: K_{Γ} - коефіцієнт запасу гальмування відповідно до ПББЕВК. На механізмі підйома з двома приводами, які одночасно включаються и роботають на 2 барабана з кінематичною ланкою, що не розмикається, $K_{\Gamma} = 1,1$.

Тип гальм – короткоходовий. Діаметр гальмівного шківa – 600. Найбільший гальмовий момент – 5000 Нм.

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від крутного моменту:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{\text{MAX}} ; \quad (1.30)$$

де: $T_H = 3183 \text{ Н}\cdot\text{м}$ - номінальний момент, який передає муфта;

$K_1 = 1,8$ - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,3$ - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму.

$$T_m = 3183 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 7450 \text{ Нм}$$

Вибираємо муфту зубчасту №5 з проміжним валом та гальмівним шківом ГОСТ 5006 . Максимальний гальмівний момент – 8 000 Нм.

При вантажопідйомності $Q=32\text{т}$ приймаємо кратність поліспасти $i_n=3$.
Після вибору поліспасти викреслюємо його схему.

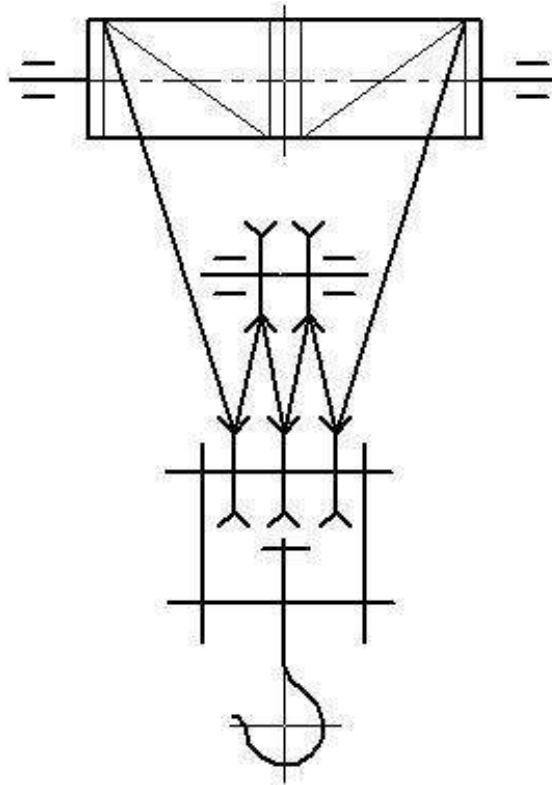


Рисунок 2.2 – Схема поліспасти

Визначається ККД поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2}{i_n} = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2}{3} = 0,98 \quad (2.1)$$

де: $\eta = 0,98$ - ККД блоку на підшипниках кочення;

i_n - кратність поліспасти.

2.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з НПАОП 0.00-1.01-07 канат вибирають за розривним

зусиллям $F_{розр}$:

$$F_{розр} = K \cdot F_{max} = 4,5 \cdot 55700 = 250650H \leq [F]_{розр} \quad (2.2)$$

де: $K=4,5$ - коефіцієнт запасу міцності каната для режиму М5

F_{max} - найбільше зусилля в канаті.

$$F_{max} = \frac{10^4(Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n} = \frac{10^4(32 + 0,75)}{2 \cdot 3 \cdot 0,98} = 55700H \quad (2.3)$$

де: $Q=32$ т - маса вантажу;

G_n - маса підвіски, т; $G_n=7500$ кг=0,75 т.

$a=2$ - кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

Канат вибираємо за ГОСТ 2688-80 ЛК-Р 6х19 діаметром 21 мм маркувальної групи 1860МПа з розривним зусиллям 254,0 кН.

Канат 21-Г-І-Н-1860 ГОСТ 2688-80.

2.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Зусилля натягу каната в місці кріплення:

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} = \frac{55700}{e^{0,16 \cdot 3\pi}} = 12340H \quad (2.4)$$

де: $e=2,72$ - основа натурального логарифма;

$f=0,16$ - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha=3\pi$ (1,5 витка) - кут обхвату барабана гілками, що не змотуються, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

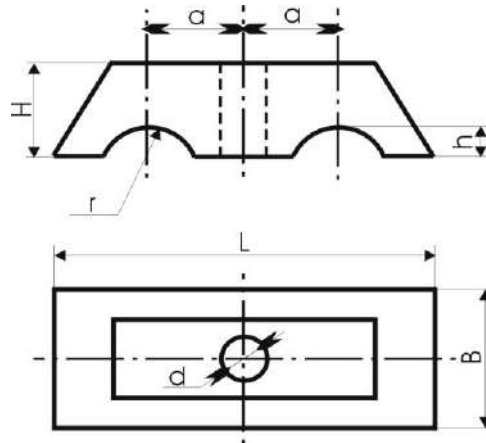


Рисунок 2.3 - Накладка для кріплення каната до барабана

$a=25\text{мм}$, $L=75\text{мм}$, $H=22\text{мм}$, $B=60\text{мм}$, $h=3,5\text{мм}$, $d=26\text{мм}$, $r=16\text{мм}$, шпилька М24.

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3F_{KP}}{d_1^2 [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 12340}{20,7^2 \cdot 50} = 1,7 \quad (2.5)$$

де: $d_1=20,7\text{мм}$ - внутрішній діаметр різі гвинта (шпильки).

$[\sigma]_p = 50\ldots 60\text{МПа}$ - допускане напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст3 [1].

Кількість гвинтів приймається $Z=3$.

2.5 Вибір гака

Гак вибирають за номінальною вантажопідйомністю $Q=32\text{ т}$ та групою режиму роботи М5. Приймаємо кований однорогий гак 216 за ГОСТ 6627-74. Гак має наступні розміри: $D=190\text{мм}$, $S=145\text{мм}$, $d_1=110\text{мм}$, $d_0=\text{Трап } 100 \times 12$, $L=580\text{мм}$, $l=260\text{мм}$, $l_1=90\text{мм}$.

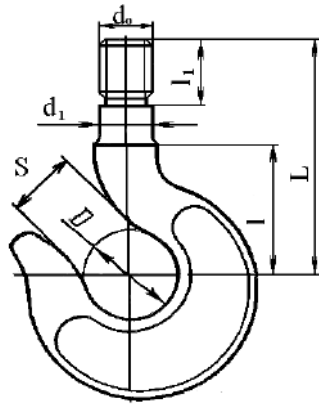


Рисунок 2.4- Гак

2.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Мінімально допускний діаметр барабана по центру каната:

$$D_{бар} = h_{бар} \cdot d_K = 18 \cdot 21 = 378 \text{ мм} \quad (2.6)$$

де: d_K - діаметр каната;

$h_{бар}=18$ - коефіцієнт вибору діаметра барабана для групи режиму роботи М5.

Для забезпечення необхідного передаточного числа редуктора та, відповідно, швидкості підйому приймаємо діаметр барабана по центру каната $D_{бар}=1180 \text{ мм}$.

Мінімально допускний діаметр блоків по центру каната:

$$D_{бл} = h_{бл} \cdot d_K = 20 \cdot 21 = 420 \text{ мм} \quad (2.7)$$

де: $h_{бл}=20$ - коефіцієнт вибору діаметра блока для групи режиму роботи М5.

Приймаємо $D_{бл}=500 \text{ мм}$.

Число витків нарізок на барабані:

$$Z = \frac{H i_n}{\pi D} + 1,5 = \frac{37 \cdot 3}{\pi \cdot 1,18} + 1,5 = 31,5 \quad (2.8)$$

Приймаємо $Z=32$ витка.

де: H - висота підйому вантажу;

D - діаметр барабана по центру каната;

1,5 - число запасних витків .

Довжина нарізки на барабані:

$$l = Zp = 32 \cdot 24 = 768 \text{ мм} \quad (2.9)$$

де: $p \geq 1,1d_k$ - крок нарізки на барабані.

$$p \geq 1,1d_k = 1,1 \cdot 21 = 23,1 \quad (2.10)$$

Приймаємо $p=24$ мм.

Загальна довжина барабану при здвоєному поліспасті:

$$L = 2l + 2b + c = 2 \cdot 768 + 2 \cdot 70 + 70 = 1746 \text{ мм} \quad (2.11)$$

Приймаємо $L=1800$ мм.

де: $b=3p$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана.

$$b = 3p = 3 \cdot 24 = 72 \text{ мм} \quad (2.12)$$

Приймаємо $b=70$ мм.

$\delta_p = d_k = 14$ мм - товщина реборди;

c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 70 \dots 120$ мм. Приймаємо $c=70$ мм.

Товщину стінки барабана приймають:

$$\delta \approx 1,2d_k = 1,2 \cdot 21 = 25,2 \text{ мм} \quad (2.13)$$

Приймаємо $\delta=30$ мм.

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску:

$$\sigma_{CT} = \frac{F_{max}}{\delta \cdot p} = \frac{55700}{30 \cdot 24} = 77,4 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{CT} = 120 \text{ МПа} \quad (2.14)$$

для барабанів зі сталі 25Л $[\sigma]_{CT} = 120 \text{ МПа}$ [1].

2.7 Розрахунок елементів підвіски

Висота гайки гака приймається рівною довжині різьбового хвостовика $H=130\text{мм}$, діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру D_n упорного підшипника.

За статичною вантажопідйомністю:

$$C_o = 1,2Q = 1,2 \cdot 32000 = 38400 \text{ кг} = 384000 \text{ Н} \quad (2.15)$$

і діаметром шийки гака $d_1=110\text{мм}$ вибираємо упорний підшипник №8229 ГОСТ 6874-75 статичною вантажопідйомністю 358000Н.

Підшипники блоків (по два в кожному блоку) вибирають за динамічною вантажопідйомністю:

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{60n_{\delta l} L_{10h}}{10^6}} = 59555 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 4,5 \cdot 5000}{10^6}} = 65820 \leq [C] \quad (2.16)$$

де P_E - еквівалентне навантаження на підшипник.

$$P_E = 1,2 F_{max} K_Q K_V K_{\delta} = 1,2 \cdot 55700 \cdot 0,55 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 59559 \text{ Н} \quad (2.17)$$

де: K_Q - коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи

$K_Q = 0,53$ для М5;

K_V - коефіцієнт кільця при обертаючомуся зовнішньому кільці, $K_V = 1,35$;

K_d - коефіцієнт динамічності, для механізму підйому $K_d = 1,2$;

n_{σ} - частота обертання блока, хв^{-1} .

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,14 \cdot (3 - 1)}{\pi \cdot 1,18} = 4,5 \text{ мин}^{-1} \quad (2.18)$$

де: V_B - швидкість підйому вантажу;

i_n - кратність поліспасти;

$L_{hl0} = 5000$ год - ресурс служби підшипника;

D - діаметр блока по осі каната.

Вибираємо підшипник кульковий радіальний однорядний №126 $d \times D \times B = 130 \times 200 \times 33$ динамічною вантажопідйомністю 106000Н.

Вибраний типорозмір підшипника погоджується з діаметром осі блока або з діаметром цапфи поперечини. У нормальних підвісках розраховують вісь блока, поперечину (траверсу) та сережку.

Розрахована відстань A між опорами блока та поперечини:

$$A = Z \cdot B_{\sigma l} + 2\delta_1 + \delta_2 = 3 \cdot 90 + 2 \cdot 5 + 30 = 310 \text{ мм} \quad (2.19)$$

де $Z = 3$ - кількість блоків на осі;

$B_{\sigma l}$ - ширина блока, мм. Виходячи з ширини підібраного підшипника $B = 33$ мм приймаємо $B_{\sigma l} = 90$ мм

δ_1 - товщина стінки кожуха; $\delta_1 = 3 \dots 5$ мм; Приймаємо $\delta_1 = 5$ мм.

δ_2 - товщина сережки; $\delta_2 = 8 \dots 30$ мм. Приймаємо $\delta_2 = 30$ мм

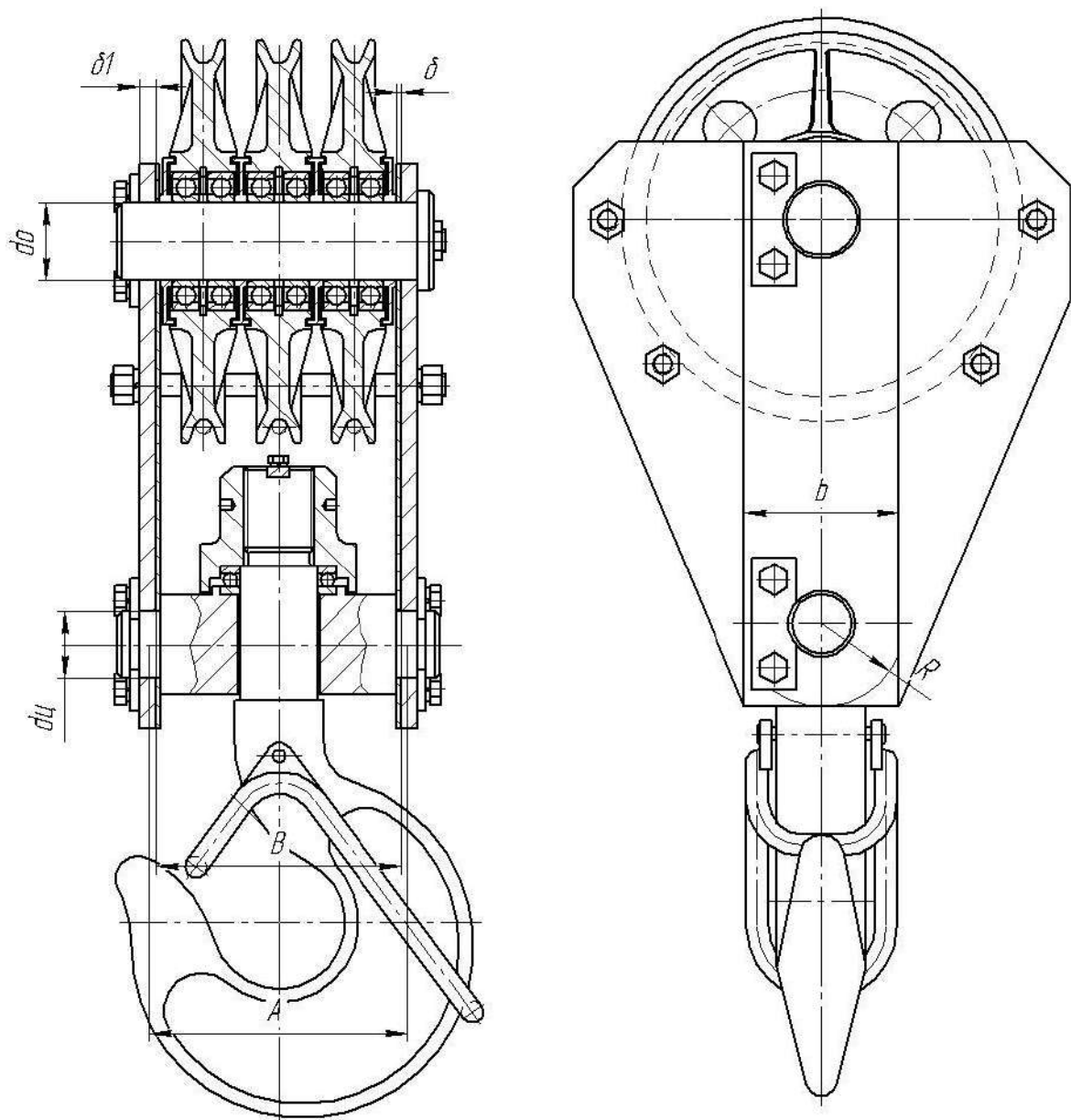


Рисунок 2.5 – Нормальна гакова підвіска

Найбільший згинаючий момент в небезпечному перерізі осі блока:

$$M = Z \cdot F_{\max} \left(\frac{A}{2} - K \frac{B_{\text{бл}}}{Z} \right) = 3 \cdot 55700 \left(\frac{0,31}{2} - 2 \frac{0,09}{3} \right) = 15875 \text{ Нм} \quad (2.20)$$

де: $Z=3$ - число блоків на осі;

$F_{\max}$ - максимальна сила в канаті, Н;

$K=2$ - допоміжний коефіцієнт, який залежить від числа блоків на вісі.

Діаметр осі блока:

$$d = 10^3 \sqrt{\frac{M}{0,1[\sigma]_{3\Gamma}}} = 10^3 \sqrt{\frac{15875}{0,1 \cdot 120}} = 110 \text{ мм} \quad (2.21)$$

Приймаємо $d=130$ мм.

де: $[\sigma]_{3\Gamma}$ - допускане напруження згину, МПа (для осей зі сталі 45 $[\sigma]_{3\Gamma} = 120$ МПа) [1, 3].

Розрахункова висота поперечини:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_o) \cdot [\sigma]_{3\Gamma}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 24800 \cdot 10^3}{(180 - 90) \cdot 100}} = 128,5 \text{ мм} \quad (2.22)$$

Приймаємо $H=80$ мм.

де: M - згинаючий момент у небезпечному перерізі поперечини.

$$M = \frac{10^4 Q \cdot A}{4} = \frac{10^4 \cdot 32 \cdot 0,31}{4} = 24800 \text{ Нм} \quad (2.23)$$

де Q - маса вантажу;

A - розрахована довжина поперечини;

B - ширина поперечини.

$$B = D_n + 10 \dots 20 = 160 + 20 = 180 \text{ мм} \quad (2.24)$$

де: d_o - діаметр отвору у поперечині під шийку гака, мм;

$[\sigma]_{3\Gamma}$ - допускане напруження згину;

$[\sigma]_{3\Gamma} = 100$ МПа (для деталі складної форми зі сталі 45) [4].

Сережку підвіски перевіряють у перерізі, послабленому отвором під вісь блока або під цапфу поперечини, по напруженням розтягу:

$$\sigma_P = \frac{10^4 \cdot Q}{2(B - d_o)\delta_2} = \frac{10^4 \cdot 32}{2 \cdot (200 - 130) \cdot 30} = 76 \text{ МПа} \leq [\sigma]_p = 100 \text{ МПа} \quad (2.25)$$

Отвір у сережці перевіряють по напруженням на зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{10^4 \cdot Q}{2 \cdot d_o \cdot \delta_2} = \frac{10^4 \cdot 32}{2 \cdot 130 \cdot 30} = 41 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{3M} = 100 \text{ МПа} \quad (2.26)$$

де: $B=200\text{мм}$ - ширина сережки, мм;

$d_o=130\text{мм}$ - діаметр отвору під вісь блока, мм;

$\delta_2=15\text{мм}$ - товщина сережки, мм.

2.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Електродвигун вибираємо з каталогу по статичній потужності:

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot Q_{max} V_n}{\eta_3} = \frac{10 \cdot 32,75 \cdot 0,14}{0,9} = 50,9 \text{ кВт} \quad (2.27)$$

де: $Q_{max} = (Q + G_n) = 32,75 \text{ т}$

$V_n = 0,14 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу;

η_3 - загальний ККД механізму підйому;

$\eta_3 = \eta_n \cdot \eta_o \cdot \eta_P \cdot \eta_M$ - ККД, відповідно, поліспасти, барабана, редуктора та муфти;

звичайно приймають $\eta_3 = 0,85 \dots 0,9$. Приймаємо $\eta_3 = 0,9$.

Вибираємо двигун Д-812 з номінальними параметрами: потужність $P=75 \text{ кВт}$, частота обертання $n_o=475 \text{ хв}^{-1}$ при короткочасному режимі роботи

=60 хв; момент інерції ротора $I_p = 7 \text{ кгм}^2$, максимальний крутний момент $T_{max} = 6150 \text{ Н·м}$. При ПВ=25% $P_{дв} = 64 \text{ кВт}$, $n_{дв} = 510 \text{ хв}^{-1}$.

Потужність вибраного двигуна перевіряють за нагріванням^

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} = 0,75 \cdot 0,86 \cdot 50,9 = 32,8 \text{ кВт} \leq P_{25} = 64 \text{ кВт} \quad (2.28)$$

де: K_{25} - коефіцієнт приведення потужності, $K_{25} = 0,75$ для режиму роботи 5М;
 $\gamma = 0,86$ – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом двигуна потужність;
 P_{25} - потужність двигуна при ПВ 25%.

2.9 Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму підйому:

$$U = \frac{n_d}{n_o} = \frac{510}{6,8} = 75 \quad (2.29)$$

де: n_o - частота обертання барабана, хв^{-1} ; $n_d = 510 \text{ хв}^{-1}$ при ПВ=25%.

$$n_o = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,14 \cdot 3}{\pi \cdot 1,181} = 6,8 \text{ хв}^{-1} \quad (2.30)$$

де: V_n – швидкість підйому вантажу;

$D = 1,181 \text{ м}$ - діаметр барабана по осі каната.

Вибираємо редуктор ГК-850 з передаточним числом $U_p = 20,5$, розрахунковою потужністю 83кВт, частотою обертання швидкохідного валу $n = 580 \text{ хв}^{-1}$, режимом роботи ПВ=25% та відкрити зубчасту передачу $U_{в·з} = 3,63$.
 Фактична швидкість підйому:

$$V_n = \frac{n_{\partial\phi} \cdot \pi \cdot D}{60 \cdot i_n \cdot u} = \frac{510 \cdot 3,14 \cdot 0,32}{60 \cdot 3 \cdot 20,5 \cdot 3,63} = 0,141 \text{ м/с} \quad (2.31)$$

Розраховуємо відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_ϕ від заданої $V^\wedge$

$$\Delta V = \frac{V_\phi - V}{V} \cdot 100\% = \frac{0,141 - 0,14}{0,14} \cdot 100\% = 0,7\% \leq 10\% \quad (2.32)$$

2.10 Вибір муфт

Для з'єднання валів електродвигуна з швидкохідним валом редуктора та вала редуктора з валом барабана використовують муфти, які можуть у деякій мірі компенсувати неточність встановлення валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

Муфту швидкохідного валу вибираєм по розрахунковому моменту:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 1200 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 2810 \text{ Нм} \quad (2.33)$$

де: T_H - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму.

$$T_H = 9550 \frac{P_{\partial\phi}}{n_{\partial\phi}} = 9550 \frac{64}{510} = 1200 \text{ Нм}$$

Обираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом: найбільший крутний момент, що передається муфтою – 5600Нм, діаметр гальмівного шківа – 400

мм, момент інерції муфти – 1,79кгм².

2.11 Перевірка двигуна за часом пуску

Перевірку двигуна за часом пуску проводимо за формулою:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} \pm T_{CT}} \geq [t_n] = 1 \dots 2c \quad (2.34)$$

Час пуску при підніманні:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} - T_{CT}} = \frac{10,75 \cdot 53,4}{1800 - 961} = 0,7c \leq [t_n] = 1 \dots 2c$$

Час пуску при опусканні вантажу:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} + T_{CT}} = \frac{10,75 \cdot 53,4}{1800 + 961} = 0,2c \leq [t_n] = 1 \dots 2c$$

де: I_{3B} - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажу.

$$\begin{aligned} I_{3B} &= \delta(I_P + I_M) + m \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_3^2 \cdot \eta_3} = \\ &= 1,2 \cdot (7 + 1,75) + 32 \cdot 10^3 \frac{1,18^2}{4 \cdot 3^2 \cdot 74,5^2 \cdot 0,9} = 10,75 \text{ кгм}^2 \end{aligned} \quad (2.35)$$

де: $\delta = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна;

$U_3 = 74,5$ – загальне передаточне число приводу;

I_p, I_m - відповідно момент інерції ротора двигуна і муфти;

$m = 10^3 \cdot Q_{max}$ - маса вантажу, що підіймається;

D - діаметр барабана, м;

i_n - кратність поліспаста;

U_p - передаточне число редуктора.

$$\omega_o = \frac{\pi \cdot n_{os}}{30} = \frac{\pi \cdot 510}{30} = 53,4 \text{ c}^{-1} \quad (2.36)$$

T_n^{CP} - середній пусковий момент двигуна.

$$T_{II}^{CP} = \psi \cdot T_H = 1,5 \cdot 1200 = 1800 \text{ Нм} \quad (2.37)$$

де: $\psi = 1,5 \dots 1,6$ – середня кратність пускового моменту.

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу:

$$T_{CT} = \frac{10^4 (Q + G_{II}) D}{2 \cdot i_{II} \cdot U_s \cdot \eta_3} = \frac{10^4 (32 + 0,75) \cdot 1,18}{2 \cdot 3 \cdot 74,5 \cdot 0,9} = 961 \text{ Нм} \quad (2.38)$$

де: Q, G_{II} - маса вантажу та підвіски, т ; D – діаметр барабана по осі каната, м.

2.12 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальма механізму підйому вантажу вибирають по необхідному гальмівному моменту:

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 Q_{max} D \eta_o}{2 i_n U_3} K_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot 32,75 \cdot 1,18 \cdot 0,9}{2 \cdot 3 \cdot 74,5} \cdot 1,25 = 970 \text{ Нм} \quad (2.39)$$

де K_{Γ} - коефіцієнт запасу гальмування $K_{\Gamma} = 1,25$ – при умові 2-х гальм.

Вибираємо гальмо ТКП-400 з найбільшим гальмівним моментом 1500Нм. Вибране гальмо регулюємо на розрахований гальмівний момент 970Нм.

3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ГОЛОВНОГО ВІЗКА

3.1 Вибір схеми механізму пересування головного візка

Згідно з аналогом приймаємо для механізму пересування головного візка $Q=140\text{т}$ розподільний привід (див. рис. 3.1.)

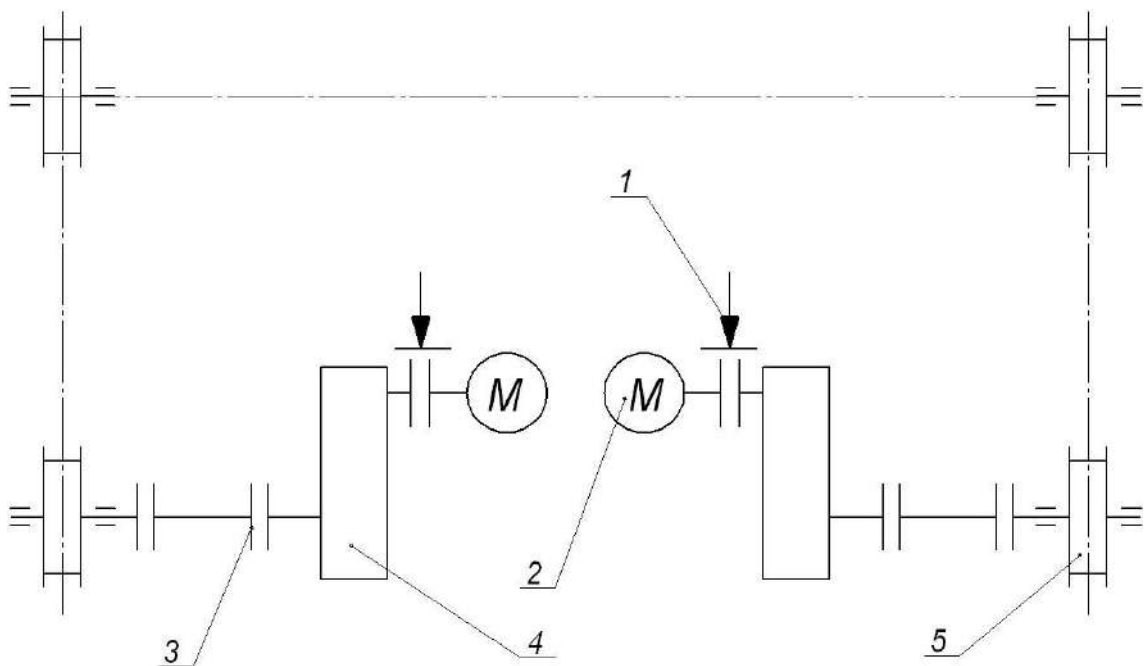


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму пересування візка.

1 – гальмо; 2 – електродвигун; 3 - муфта; 4 – редуктор; 5- колесо ходове.

3.2. Визначення максимального тиску на ходове колесо візка та його вибір

Максимальний тиск на ходові колеса візка складає $58240\text{ кг}=571340\text{ Н}$.

З урахуванням максимального тиску $R=571340\text{ Н}$, швидкості руху візка $V_B=0,6\text{ м/с}$ та групи режиму роботи М5 вибираємо колесо $D_K=710\text{ мм}$ з

допускним тиском 600 кг; підвізкова рейка – КР 120.

Діаметр цапф валів коліс:

$$d=10,2\dots0,31. D=(0,2\dots0,3)\cdot710=142\dots213 \text{ мм.} \quad (3.1)$$

Приймаємо $d=170 \text{ мм}$.

3.3. Визначення опору пересування візка

Максимальний опір пересування візка:

$$W=W_t+W_i=23450+41312=64760 \text{ Н} \quad (3.2)$$

де: W_t – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візків всіх кранів.

$$W = \frac{10^4(Q+G)}{D} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (3.3)$$

де: $Q=140 \text{ т}$ – номінальна вантажопідйомність;

$G=66,56 \text{ т}$ – маса візка;

$f=0,015$ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$\mu=0,0006$ – коефіцієнт тертя ковзання;

$d=0,17 \text{ м}$ – діаметр цапфи вала колеса, м;

$K_p=2,15$ – коефіцієнт тертя реборд з рейками.

$$W = \frac{10^4(140 + 66,56)}{0,71} \cdot (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,17) \cdot 2,15 = 23450 \text{ Н}$$

Сила інерції при допускному прискоренні:

$$Wi = 10^3 \cdot (Q + G_B) \cdot [a] = 10^3 \cdot (140 + 66,56) \cdot 0,2 = 41310\text{Н} \quad (3.4)$$

де: $[a] = 0,2 \dots 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ - допускане прискорення.

3.4. Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка:

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \cdot \eta \cdot \varphi} = \frac{64760 \cdot 0,6}{10^3 \cdot 0,84 \cdot 1,5} = 26\text{кВт} \quad (3.5)$$

де: $V=35,7 \text{ м/хв}=0,6\text{м/с}$ – швидкість пересування візка;

η_z – загальний ккд приводу, $\eta_z = 0,9$.

При розподільному приводі необхідна потужність одного двигуна:

$$P_{\text{дв}} = 0,6 \cdot P = 0,6 \cdot 26 = 15,6\text{кВт} \quad (3.6)$$

Обираємо двигун Д-41 з номінальними даними при режимі 60 хв: потужність $P_{\text{дв}}=16\text{кВт}$; частота обертів = 650 об/хв.; момент інерції ротора $J_p=0,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. При роботі двигуна в середньому режимі (ПВ=25%) у відповідності з рис. 90 [5] двигун буде мати наступні параметри: потужність $P_{\text{дв}}=16 \text{ кВт}$; частота обертів $n_{\text{дв}}=800\text{хв}^{-1}$ двигун з послідовним збудженням.

Номінальний момент двигуна:

$$T_{\text{ном}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{P_{\text{дв}}} = 9550 \frac{16}{800} = 191\text{Н}\cdot\text{м} \quad (3.7)$$

3.5. Вибір редуктору

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності $P_{\text{ст}}$:

$$U_p = \frac{n_{\text{дв}} \cdot \pi \cdot D_k}{60 \cdot V} = \frac{800 \cdot 3,14 \cdot 0,71}{60 \cdot 0,6} = 49,54 \quad (3.8)$$

де: $n_{\text{дв}} = 800$ об/хв – частота обертання валу двигуна;

$D_k = 0,71$ м – діаметр колеса;

$V_b = 0,6$ м/с – швидкість руху візка.

З табл. [6] обираємо редуктор ВКУ-765М з передаточним числом $U_p = 50$.

Перевіримо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{\text{дв}}}{U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,71 \cdot 800}{50 \cdot 60} = 0,595 \text{ м/с} \quad (3.9)$$

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{|V_\pi| - |V_\phi|}{V_\pi} \cdot 100\% = \frac{0,6 - 0,595}{0,6} \cdot 100\% = 0,8\% \quad (3.10)$$

3.6 Перевірка двигуна за нагрівом

Еквівалентна потужність електродвигуна, що не допускає перегріву обмоток:

$$P_{\text{екв}} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P = 0,75 \cdot 1,25 \cdot 16 = 15 \text{ кВт} < P_{25} = 17 \text{ кВт} \quad (3.11)$$

де: $K_{25} = 0,75$ – коефіцієнт приведення потужності для середнього режиму роботи.

$\gamma = 1,25$ – коефіцієнт, який визначає еквіваленту за нагрівом потужність двигуна.

3.7. Вибір муфт

Визначаємо розрахунковий момент на валу двигуна:

$$T_{\text{мдв}} = T_{\text{ном}} \cdot K_1 \cdot K_2 = 191 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 275 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.12)$$

де: K_1 – коефіцієнт відповідності. Згідно з табл.1.35 [3] $K_1=1,2$.

K_2 – коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму. Згідно з табл. 1.35 [3] $K_2=1,2$.

Обираємо муфту зубчасту №3 з урахуванням діаметру хвостовика двигуна Д-41 $d=65$ мм: муфта М3 №3 з крутним моментом $3150 \text{ Н} \cdot \text{м}$, моментом інерції $J_{\text{мІ}}=0,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Визначаємо розрахунковий момент муфти на вихідному валу редуктора:

$$T_{\text{мр}} = T_{\text{мдв}} \cdot U \cdot \eta = 275 \cdot 50 \cdot 0,91 = 12510 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.13)$$

З урахуванням діаметра вихідного валу редуктора $d=125 \text{ мм}$ обираємо муфту зубчасту М3 №7 з крутним моментом $19000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ моментом інерції муфти $J_{\text{мІІ}}=1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

3.8. Вибір гальма

Гальмо механізму пересування візка вибирають по гальмовому моменту, який забезпечує допустиме уповільнення при гальмуванні завантаженого крану:

$$T_{\text{г}} = \frac{I_{\text{зв}}^{\Gamma} \cdot \omega_{\text{дв}}}{t_{\text{г}}} - T_{\text{СТ}} = \frac{125 \cdot 84}{4} - 185 = 77,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.14)$$

де: $\omega_{\text{дв}}$ - кутова швидкість двигуна.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{\pi \cdot 800}{30} = 84 \text{ с}^{-1} \quad (3.15)$$

Час гальмування візка з вантажем:

$$t_{\Gamma} = \frac{V}{[a]} = \frac{0,6}{0,15} = 4 \text{ с}$$

$[a]=0,15 \text{ м/с}^2$ – допустиме уповільнення під час гальмування візка за умов безпечного переміщення вантажу при транспортуванні розплавленого металу.

$I_{\text{ЗВ}}^{\Gamma}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас.

$$I_{\text{ЗВ}}^{\Gamma} = \delta \cdot (I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + (m + Q) \cdot \frac{R_{\text{к}}^2 \cdot \eta}{U_{\text{р}}^2} \quad (3.16)$$

де: $\delta \cdot (I_{\text{р}} + I_{\text{м}})$ - момент інерції обертових мас;

$\delta=1,1 \dots 1,2$;

$I_{\text{р}}=0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна;

$I_{\text{м}}=(J_{\text{мI}}+J_{\text{мII}})=0,15+1,5=1,65 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції муфт;

$m=66560 \text{ кг}$ – маса візка;

$R_{\text{к}}=0,355 \text{ м}$ – радіус колеса;

$U_{\text{р}}=50$ – передаточне число механізму пересування;

$\eta=0,9$ – загальний ККД.

$$I_{\text{ЗВ}}^{\Gamma} = 1,2 \cdot (0,5 + 1,65) + (66,56 + 152) \cdot 10^3 \cdot \frac{0,355^2 \cdot 0,9}{50^2} = 12,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$T_{\text{ст}}^{\Gamma}$ - момент сили опору при пересуванні завантаженого візка з урахуванням того, що коефіцієнт реборд $K_{\text{р}}=1$.

$$T_{\Gamma_{\text{ст}}} = \frac{W_T \cdot D_k}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{23450 \cdot 0.71}{2 \cdot 50 \cdot 0.9} = 185 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.17)$$

де: $W_T=23450$ – див. п.3.3 пояснювальної записки.

$D_k=0,71$ - діаметр ходового колеса.

З табл. III 5.11 [3] обираємо гальмо ТКП-200 з гальмівним моментом $160 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Вибране гальмо перевіряємо за часом гальмування ненавантаженого візка:

$$t'_{\text{ст}} = \frac{J'_{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{дв}}}{T_T \cdot T'_{\text{ст}}} = \frac{6,14 + 84}{77,5 + 32,7} = 4,7 \text{ с} > t_{2\text{min}} = 1,44 \text{ с} \quad (3.18)$$

де: $T'_{\text{ст}}$ - момент сил опору при русі ненавантаженого візка.

$$T'_{\text{ст}} = \frac{W'_T \cdot D}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{4150 \cdot 0,71}{2 \cdot 50 \cdot 0,9} = 32,7 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.19)$$

де: W'_T - опір руху ненавантаженого візка.

$$\begin{aligned} W'_T &= \frac{(G_6 + G_{\text{тр}}) \cdot 10^4}{D} \cdot (\gamma\mu + f \cdot d) = \\ &= \frac{(66,56 + 12) \cdot 10^4}{0,71} \cdot (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,17) \\ &= 4150 \text{ Н} \quad (3.20) \end{aligned}$$

де: $G_{\text{тр}}=12\text{т}$ – вага траверси;

$J'_{\text{пр}}$ - приведений момент інерції рухомих мас.

$$J'_{\text{пр}} = \delta \cdot (J_p + J_m) + m \cdot \frac{R^2}{U_p^2} \cdot \eta = 1,2(0,5 + 1,65) + 78560 \frac{0,355^2}{50^2} \cdot 0,9 =$$

$$= 6,14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.21)$$

де: $m = G_6 + G_{\text{тр}} = 66,56 + 12 = 78,56 \text{ т} = 78560 \text{ кг}$ - вага з траверсою без вантажу.

Мінімальний час гальмування $t_{\text{гmin}}$ ненавантаженого візка, при якому відсутнє ковзання коліс по рейках ($K > 1,2$):

$$t_{2\text{min}} = \frac{1200 \cdot (G_6 + G_{\text{тр}}) \cdot V}{R'_{\text{пр}} \cdot \varphi} = \frac{1200(66,56 + 12) \cdot 0,6}{196400 \cdot 0,2} = 1,44 \text{ с} \quad (3.22)$$

де: $R'_{\text{пр}}$ - мінімальне зусилля на привідні колеса при русі без вантажу.

$$R'_{\text{пр}} = \frac{(G_6 + G_{\text{тр}}) \cdot 10^4}{4} = \frac{(66,56 + 12) \cdot 10^4}{4} = 196400 \text{ Н} \quad (3.23)$$

$\varphi = 0,2$ – коефіцієнт зчеплення колес з рейками.

3.9. Перевірка двигуна за часом розгону візка та запасом зчеплення коліс з рейками

Для ненавантаженого візка час розгону:

$$t'_p = \frac{J'_{\text{пр}} \cdot 10}{T_{\text{п}}^{\text{ср}} - T'_{\text{ст}}} = \frac{7 \cdot 84}{2865 - 32,7} = 2,3 \text{ с} > [t_{\text{min}}] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (3.24)$$

де: $J'_{\text{пр}}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас.

$$\begin{aligned}
 J'_{\text{пр}} &= \delta \cdot (J_p + J_M) + m' \cdot \frac{R^2}{U_p^2 \cdot \eta} = 1,2(0,5 + 1,65) + 78560 \cdot \frac{0,355^2}{50^2 \cdot 0,9} = \\
 &= 7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2
 \end{aligned}
 \tag{3.25}$$

$T_{\text{п}}^{\text{ср}}$ - середній пусковий момент двигуна.

$$T_{\text{п}}^{\text{ср}} = T_{\text{н}} \cdot \varphi = 191 \cdot 1,5 = 286,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \tag{3.26}$$

де: $\varphi=1,5 \dots 1,6$ – середня кратність пускового моменту.

Перевіряємо двигун за запасом зчеплення коліс з рейками:

$$\begin{aligned}
 K_{\text{зч}} &= \frac{R'_{\text{пр}} \cdot \varphi}{W'_T + W_i - W_{\text{тр}}^{\text{пр}}} = \frac{196400 \cdot 0,2}{4150 + 20494 - 705} = 1,64 > [K_{\text{зч}}] \\
 &= 1,2
 \end{aligned}
 \tag{3.27}$$

де: $W'_T=4150 \text{ Н}$ – опір руху ненавантаженого візка (див.п.3.8).

W_i – сила інерції при розгоні ненавантаженого візка.

$$W_i = 10^2 (G_{\text{в}} + G_{\text{тр}}) \cdot \frac{V}{t'_p} = 10^3 (66,56 + 12) \cdot \frac{0,6}{2,3} = 20494 \text{ Н} \tag{3.28}$$

$W_{\text{тр}}^{\text{пр}}$ – опір в цапфах привідних коліс при русі без вантажу.

$$W_{\text{тр}}^{\text{пр}} = R'_{\text{пр}} \cdot f \cdot d \cdot \frac{1}{D} = 196400 \cdot 0,015 \cdot 0,17 \cdot \frac{1}{0,71} = 705 \text{ Н} \cdot \text{м} \tag{3.29}$$

4. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ДОПОМІЖНОГО ВІЗКА

4.1 Вибір схеми механізму пересування

Згідно з аналогом приймаємо для механізму пересування допоміжного візка $Q=32\text{т}$ центральний привід.

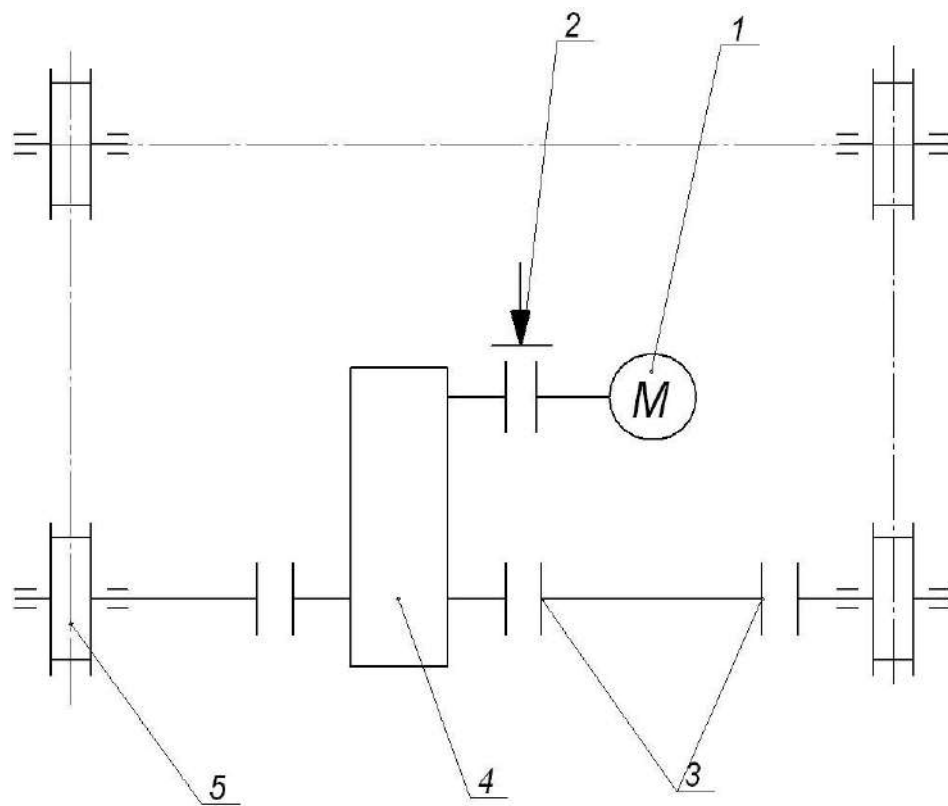


Рисунок 4.1. – Кінематична схема механізму пересування допоміжного візка.

1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 - муфти; 4 – редуктор; 5- колесо ходове.

4.2. Визначення максимального тиску на ходове колесо візка та його вибір

Максимальний тиск на ходові колеса візка складає $12680\text{кг}=124400\text{Н}$. З

урахуванням режиму роботи механізму ПВ 25% вибираємо колесо Ø400мм з допустимим тиском 230000Н; діаметром цапфи колеса $d_c=95$ мм; підвізкова рейка Р24.

4.3. Визначення опору пересування візка

Максимальний опір пересування візка:

$$W=W_I+W_i=7005+9930=16935\text{Н} \quad (4.1)$$

де: W_I – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візків всіх кранів.

$$W_{\text{тр}} = \frac{10^4(Q + G)}{D} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (4.2)$$

де $Q=32$ т – номінальна вантажопідйомність;

$G_B = 17,65$ т – маса візка;

$f=0,015$ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$\mu=0,0006$ - коефіцієнт тертя ковзання;

$d=0,4$ м – діаметр цапфи вала колеса, м;

$K_p=2,15$ – коефіцієнт тертя реборд з рейками.

$$W_{\text{тр}} = \frac{10^4(32+17,65)}{0,4} \cdot (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,095) \cdot 2,15 = 7005\text{Н}$$

Сила інерції при допускному прискоренні:

$$W_i = 10^3 \cdot (Q + G_B) \cdot [a] = 10^3 \cdot (32 + 17,65) \cdot 0,2 = 9930\text{Н} \quad (4.3)$$

де: $[a] = 0,2 \dots 0,3 \frac{m}{c^2}$ допускне прискорення.

4.4. Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка:

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \cdot \eta \cdot \varphi} = \frac{16935 \cdot 0,8}{10^3 \cdot 0,9 \cdot 1,5} = 10 \text{ кВт} \quad (4.4)$$

де: $V=48,5 \text{ м/хв}=0,8 \text{ м/с}$ – швидкість пересування візка;

η_z – загальний ккд приводу, $\eta_z=0,9$.

Обираємо двигун Д-31 з номінальними даними при режимі 60хв: потужність $P_{дв}=8 \text{ кВт}$; частота обертів $=800 \text{ об/хв.}$; момент інерції ротора $J_p=0,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. При роботі двигуна в середньому режимі (ПВ=25%) у відповідності з рис. 70 [5] двигун буде мати наступні параметри: потужність $P_{дв}=11 \text{ кВт}$; частота обертів $n_{дв}=1100 \text{ хв}^{-1}$ двигун з послідовним збудженням. Номінальний момент двигуна:

$$T_{ном} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}} = 9550 \frac{11}{1100} = 96 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.5)$$

4.5 Вибір редуктору

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності $P_{ст}$:

$$U_p = \frac{n_{дв} \cdot \pi \cdot D_k}{60 \cdot V} = \frac{1100 \cdot 3,14 \cdot 0,4}{60 \cdot 0,8} = 28,8 \quad (4.6)$$

де: $n_{дв}=1000 \text{ об/хв.}$ – частота обертання валу двигуна;

n_6 - частота обертання барабану;

$D_k = 0,4 \text{ м}$ – діаметр колеса.

$V_{\text{дв}} = 0,8 \text{ м/с}$ – швидкість руху візка

З табл. 79 [2] обираємо редуктор ВКУ-500М з передаточним числом $U_p=28,36$ потужністю 10кВт.

Перевіримо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{\text{дв}}}{U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 1100}{28,8 \cdot 60} = 0,8 \quad (4.7)$$

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{|V_{\text{п}}| - |V_{\phi}|}{V_{\text{п}}} \cdot 100\% = \frac{0,8 - 0,8}{0,8} \cdot 100\% = 0\% \quad (4.8)$$

4.6 Перевірка двигуна за нагрівом

Еквівалентна потужність електродвигуна, що не допускає перегріву обмоток:

$$P_{\text{екв}} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P = 0,75 \cdot 1,25 \cdot 8 = 7,5 \text{ кВт} < P_{25} = 8,5 \text{ кВт} \quad (4.9)$$

де: $K_{25}=0,75$ – коефіцієнт приведення потужності для середнього режиму роботи.

$\gamma=1,25$ – коефіцієнт, який визначає еквіваленту за нагрівом потужність двигуна.

4.7. Вибір муфт

Визначаємо розрахунковий момент на валу двигуна:

$$T_{\text{мдв}} = T_{\text{ном}} \cdot K_1 \cdot K_2 = 96 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 138 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.10)$$

де: K_1 – коефіцієнт відповідності. Згідно з табл.1.35 [3] $K_1=1,2$.

K_2 – коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму. Згідно з табл. 1.35 [3] $K_2=1,2$.

З вибираємо муфту зубчасту №1 з урахуванням діаметру хвостовика двигуна Д-31 40 мм: - муфта МЗ №1 з крутним моментом 710Н·м, моментом інерції $J_{м1}=0,04$ кг·м².

Визначаємо розрахунковий момент муфти на вихідному валу редуктора:

$$T_{мр}=T_{мдв} \cdot U \cdot \eta = 138 \cdot 28,36 \cdot 0,91 = 3560 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.11)$$

З урахуванням діаметра вихідного валу редуктора $d=65$ мм обираємо муфту зубчасту МЗ №4 з передаваним крутним моментом 5600 Н·м моментом інерції муфти $J_{мII}=0,3$ кг·м².

4.8. Вибір гальма

Гальмо механізму пересування візка вибирають по гальмовому моменту, який забезпечує допустиме уповільнення при гальмуванні завантаженого крану:

$$T_{г} = \frac{I_{зв}^{\Gamma} \cdot \omega_{дв}}{t_{г}} - T_{СТ}^{\Gamma} = \frac{3 \cdot 115}{4} - 55 = 31 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.12)$$

де: $\omega_{дв}$ - кутова швидкість двигуна.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{\pi \cdot 1100}{30} = 115 \text{ с}^{-1} \quad (4.13)$$

$t_{\Gamma} = \frac{V}{[a]} = \frac{0,8}{0,2} = 4 \text{ с}$ - час гальмування візка з вантажем.

$[a]=0,1 \dots 0,2 \text{ м/с}^2$ – допустиме уповільнення під час гальмування візка за умов безпечного переміщення вантажу при транспортуванні розплавленого металу.

$I_{3В}^{\Gamma}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас/

$$I_{3В}^{\Gamma} = \delta \cdot (I_p + I_M) + (m + Q) \cdot \frac{R_k^2 \cdot \eta}{U_p^2} \quad (4.14)$$

де: $\delta \cdot (I_p + I_M)$ - момент інерції обертових мас;

$\delta=1,1 \dots 1,2$;

$I_p=0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна;

$I_M=(J_{MI}+J_{MII})=0,04+0,5=0,34 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції муфт;

$m= 17650 \text{ кг}$ – маса візка;

$R_k=0,2 \text{ м}$ – радіус колеса;

$U_p=28,36$ – передаточне число механізму пересування;

$\eta=0,9$ – загальний ККД.

$$I_{3В}^{\Gamma} = 1,1 \cdot (0,4 + 0,34) + (17,65 + 32) \cdot 10^3 \cdot \frac{0,2^2 \cdot 0,9}{28,36^2} = 3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого візка:

$$T_{ст}^{\Gamma} = \frac{W_T \cdot D_k}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{7005 \cdot 0,4}{2 \cdot 28,36 \cdot 0,9} = 55 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.15)$$

де: $W_T = 7005 \text{ Н}$ – див. п.4.3 пояснювальної записки;

$D_k = 0,4 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса.

Обираємо гальмо ТКП-200 з гальмівним моментом $160 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Вибране гальмо перевіряємо за часом гальмування ненавантаженого візка:

$$t'_{\text{ст}} = \frac{J'_{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{дв}}}{T_{\text{т}} \cdot T'_{\text{ст}}} = \frac{1,6 + 115}{31 + 9} = 4,6 \text{ с} > t_{2\text{min}} = 1,9 \text{ с} \quad (4.16)$$

де: $T'_{\text{ст}}$ - момент сил опору при русі ненавантаженого візка.

$$T'_{\text{ст}} = \frac{W'_{\text{т}} \cdot D}{2 \cdot U_{\text{р}} \cdot \eta} = \frac{1160 \cdot 0,4}{2 \cdot 28,36 \cdot 0,9} = 9 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.17)$$

де: $W'_{\text{т}}$ - опір руху ненавантаженого візка.

$$\begin{aligned} W'_{\text{т}} &= \frac{G_6 \cdot 10^4}{D} \cdot (\gamma\mu + f \cdot d) = \frac{17,65 \cdot 10^4}{0,4} \cdot (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,09) = \\ &= 1160 \text{ Н} \end{aligned} \quad (4.18)$$

$J'_{\text{пр}}$ - приведений момент інерції рухомих мас.

$$\begin{aligned} J'_{\text{пр}} &= \delta \cdot (J_{\text{р}} + J_{\text{м}}) + m \cdot \frac{R^2}{U_{\text{р}}^2} \cdot \eta = 1,1(0,4 + 0,34) + 17650 \frac{0,2^2}{28,36^2} \cdot 0,9 = \\ &= 1,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned} \quad (4.19)$$

де: $m=G_6$ - вага з траверсою без вантажу.

Мінімальний час гальмування t_{rmin} ненавантаженого візка, при якому відсутнє ковзання коліс по рейках ($K > 1,2$):

$$t_{2\text{min}} = \frac{1200 \cdot G_6 \cdot V}{R'_{\text{пр}} \cdot \varphi} = \frac{1200 \cdot 17,65 \cdot 0,6}{44125 \cdot 0,2} = 1,9 \text{ с} \quad (4.20)$$

де: $R'_{\text{пр}}^{\text{min}}$ - мінімальне зусилля на привідні колеса при русі без вантажу.

$$R'_{\text{пр}}^{\text{min}} = \frac{G_6 \cdot 10^4}{4} = \frac{17,65 \cdot 10^4}{4} = 44125 \text{H} \quad (4.20)$$

$\varphi=0,2$ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками.

4.9. Перевірка двигуна за часом розгону візка та запасом зчеплення коліс з рейками

Для ненавантаженого візка час розгону:

$$t'_p = \frac{J'_{\text{пр}} \cdot 10}{T_{\text{п}}^{\text{ср}} - T'_{\text{ст}}} = \frac{1,9 \cdot 115}{144 - 9} = 1,6 \text{с} \geq [t_{\text{min}}] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (4.22)$$

де: $J'_{\text{пр}}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас

$$\begin{aligned} J'_{\text{пр}} &= \delta \cdot (J_p + J_m) + m' \cdot \frac{R^2}{U_p^2 \cdot \eta} = 1,2(0,4 + 0,34) + 17690 \cdot \frac{0,2^2}{28,36^2 \cdot 0,9} = \\ &= 1,9 \text{кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned} \quad (4.23)$$

$T_{\text{п}}^{\text{ср}}$ - середній пусковий момент двигуна.

$$T_{\text{п}}^{\text{ср}} = T_{\text{н}} \cdot \varphi = 96 \cdot 1,5 = 144 \text{Н} \cdot \text{м} \quad (4.24)$$

де: $\varphi=1,5 \dots 1,6$ – середня кратність пускового моменту.

Перевіряємо двигун за коефіцієнтом запасу зчеплення коліс з рейками:

$$K_{34} = \frac{R'_{\text{пр}}^{\text{min}} \cdot \varphi}{W'_T + W_i - W_{\text{тр}}^{\text{пр}}} = \frac{44125 \cdot 0,2}{1160 + 8820 - 157} = 0,9 < [K_{34}] = 1,2 \quad (4.25)$$

де: $W'_T=4150\text{H}$ – опір руху ненавантаженого візка (див.п.4.8).

W_i – сила інерції при розгоні ненавантаженого візка.

$$W_i = 10^3 \cdot G_B \cdot \frac{V}{t'_p} = 10^3 \cdot 17,56 \cdot \frac{0,8}{1,6} = 8820\text{H} \quad (4.26)$$

$W_{\text{тр}}^{\text{пр}}$ – опір в цапфах привідних коліс при русі без вантажу:

$$W_{\text{тр}}^{\text{пр}} = R_{\text{пр}}'^{\text{min}} \cdot f \cdot d \cdot \frac{1}{D} = 44125 \cdot 0,015 \cdot 0,095 \cdot \frac{1}{0,4} = 157\text{H} \cdot \text{м} \quad (4.27)$$

В ланцюг електричної схеми двигуна вводимо допоміжний опір для збільшення часу гальмування, за рахунок чого зменшення ковзання коліс по рейках.

5. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ

5.1. Вибір схеми механізму пересування

Згідно з аналогом приймаємо для механізму пересування крана розподільний привід.

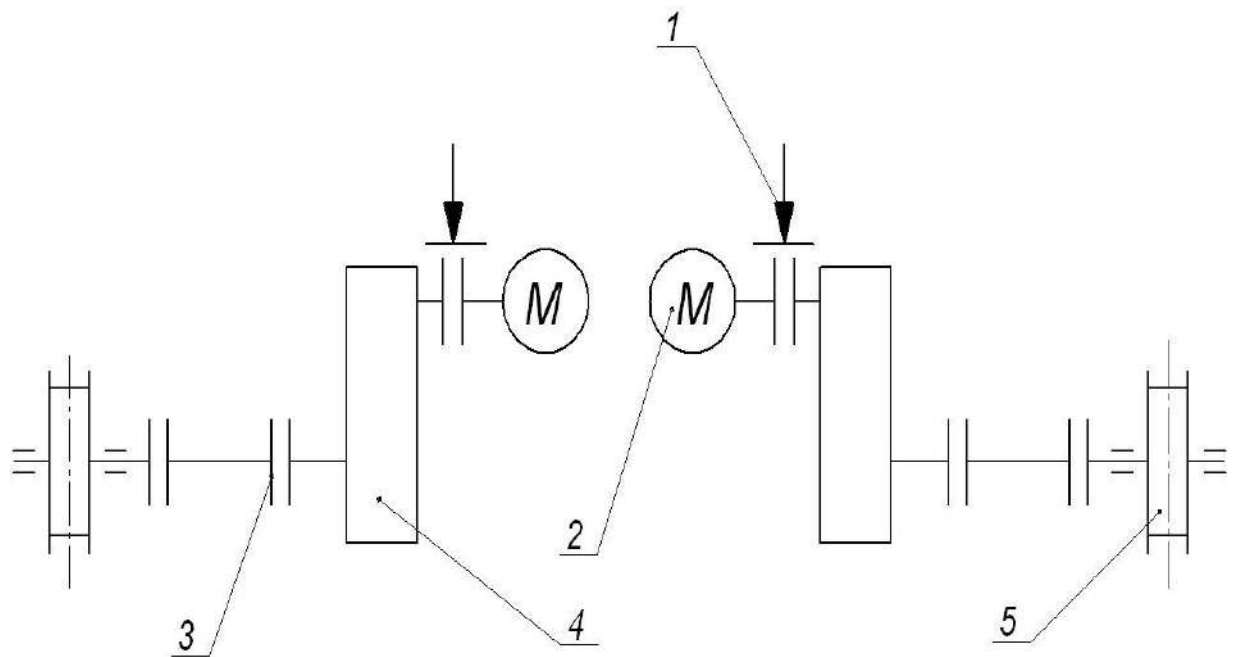


Рисунок 5.1. – Кінематична схема механізму пересування крана.

1 – гальмо; 2 – електродвигун; 3 - муфта; 4 – редуктор; 5- колесо ходове.

5.2. Визначення максимального тиску на ходове колесо крана та його вибір

Максимальний тиск на ходове колесо від ваги крана з вантажем складає:

$$44000\text{кг} \cdot 9,81\text{м/с}^2 = 431640\text{Н}.$$

З урахуванням режиму роботи механізму ПВ 40% вибираємо колесо

Ø710мм з допустимим тиском 500000Н; діаметром цапфи колеса $d_{ц}=200\text{мм}$; підкранова рейка КР120.

5.3. Визначення опору пересування крана

Максимальний опір пересування крана:

$$W=W_{тр}+W_i=25450+39100=64550 \text{ Н} \quad (5.1)$$

де: $W_{тр}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візків всіх кранів.

$$W_{тр} = \frac{10^4(Q+G)}{D} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (5.2)$$

де $Q=140\text{т}$ – номінальна вантажопідйомність;

$G_b=251\text{т}$ – маса крана;

$f=0,015$ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$\mu=0,0006$ - коефіцієнт тертя ковзання;

$d=0,2\text{м}$ – діаметр цапфи вала колеса;

$K_p=1,1$ – коефіцієнт тертя бокових роликів з рейками табл.34 [2].

$$W_{тр} = \frac{10^4(140+251)}{0,71} \cdot (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,2) \cdot 1,1 = 25450 \text{ Н}$$

Сила інерції при допустимому прискоренні:

$$W_i = 10^3 \cdot (Q + G_k) \cdot [a] = 10^3 \cdot (140 + 251) \cdot 0,1 = 39100 \text{ Н} \quad (5.3)$$

де $[a] = 0,1 \dots 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ допустиме прискорення

5.4. Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування:

$$P = \frac{W \cdot V}{n \cdot 10^3 \cdot \eta} = \frac{64550 \cdot 1,12}{4 \cdot 10^3 \cdot 0,9} = 20 \text{ кВт} \quad (5.4)$$

де: $V=67 \text{ м/хв}=1,12 \text{ м/с}$ – швидкість пересування;

η_z – загальний ккд приводу, $\eta_z = 0,9$.

$N=4$ – кількість приводів.

Обираємо двигун Д-41 швидкохідний з номінальними даними при режимі 60хв: потужність $P_{\text{дв}}=24 \text{ кВт}$; частота обертів $=970 \text{ об/хв.}$; момент інерції ротора $J_p=0,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. При роботі двигуна в середньому режимі (ПВ=25%) у відповідності з табл. 2 [5] двигун буде мати наступні параметри: потужність $P_{\text{дв}}=23 \text{ кВт}$; частота обертів $n_{\text{дв}}=970 \text{ хв}^{-1}$ (двигун з послідовним збудженням).

Номінальний момент двигуна:

$$T_{\text{ном}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9550 \frac{23}{970} = 226 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (5.5)$$

5.5. Вибір редуктору

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності $P_{\text{ст}}$:

$$U_p = \frac{n_{\text{дв}} \cdot \pi \cdot D_k}{60 \cdot V} = \frac{970 \cdot 3,14 \cdot 0,71}{60 \cdot 1,12} = 32,1 \quad (5.6)$$

де: $n_{\text{дв}} = 970 \text{ об/хв}$ – частота обертання валу двигуна;

n_6 - частота обертання барабану;

$D_k = 0,71\text{м}$ – діаметр колеса;

$V_{\text{дв}} = 1,12 \text{ м/с}$ – швидкість руху.

Обираємо редуктор ВКУ-765М з передаточним числом $U_p = 31,9$ потужністю 24 кВт.

Перевіримо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{\text{дв}}}{U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,71 \cdot 970}{31,9 \cdot 60} = 1,13 \quad (5.7)$$

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{|V_{\text{п}}| - |V_{\phi}|}{V_{\text{п}}} \cdot 100\% = \frac{1,12 - 1,13}{1,12} \cdot 100\% = 0,9\% \quad (5.8)$$

5.6. Перевірка двигуна за нагрівом

Еквівалентна потужність електродвигуна, що не допускає перегріву обмоток:

$$P_{\text{екв}} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P = 0,75 \cdot 1,25 \cdot 20 = 19 \text{ кВт} < P_{25} = 23 \text{ кВт} \quad (5.9)$$

де: $K_{25} = 0,75$ – коефіцієнт приведення потужності для середнього режиму роботи.

$\gamma = 1,25$ – коефіцієнт, який визначає еквіваленту за нагрівом потужність двигуна.

5.7. Вибір муфт

Визначаємо розрахунковий момент на валу двигуна:

$$T_{\text{мдв}} = T_{\text{ном}} \cdot K_1 \cdot K_2 = 226 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 325 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.10)$$

де: K_1 – коефіцієнт відповідності. Згідно з табл.1.35 [3] $K_1=1,2$.

K_2 – коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму. Згідно з табл. 1.35[3] $K_2=1,2$.

Вибираємо муфту зубчасту №3 з урахуванням діаметру хвостовика двигуна Д-41 65 мм: - муфта М3 №3 з крутним моментом 3150Н·м, моментом інерції $J_{\text{м}}=0,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Визначаємо розрахунковий момент муфти на вихідному валу редуктора:

$$T_{\text{мр}} = T_{\text{мдв}} \cdot U \cdot \eta = 325 \cdot 31,9 \cdot 0,91 = 9430 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.11)$$

З урахуванням діаметра вихідного валу редуктора $d=125\text{мм}$ обираємо муфту зубчасту М3 №7 з передаваним крутним моментом 19000 Н·м моментом інерції муфти $J_{\text{мп}}=1,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

5.8. Вибір гальма

Гальмо механізму пересування крану вибирають по гальмовому моменту, який забезпечує допустиме уповільнення при гальмуванні завантаженого крану:

$$T_{\text{г}} = \frac{I_{\text{зв}}^{\text{г}} \cdot \omega_{\text{дв}}}{t_{\text{г}}} - T_{\text{СТ}}^{\text{г}} = \frac{47,3 \cdot 101}{7,5} - 315 = 322 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.12)$$

де: $\omega_{\text{дв}}$ – кутова швидкість двигуна.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{\pi \cdot 970}{30} = 101 \text{ с}^{-1} \quad (5.13)$$

$t_{\Gamma} = \frac{V}{[a]} = \frac{1,12}{0,15} = 7,5 \text{ с}$ - час гальмування крана з вантажем.

$[a]=0,15\dots 0,2 \text{ м/с}^2$ – допустиме уповільнення під час гальмування крана за умов безпечного переміщення вантажу при транспортуванні розплавленого металу.

$I_{\text{ЗВ}}^{\Gamma}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас.

$$I_{\text{ЗВ}}^{\Gamma} = \delta \cdot (I_p + I_M) + (m + Q_{\text{max}}) \cdot \frac{R_k^2 \cdot \eta}{U_p^2} \quad (5.14)$$

де: $\delta \cdot (I_p + I_M)$ - момент інерції обертових мас;

$\delta=1,1\dots 1,2$;

$I_p=0,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна;

$I_M=(J_{\text{МІ}}+J_{\text{МІІ}})=0,15+1,5=1,65\text{кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції муфт;

$m=251000 \text{ кг}$ – маса крана;

$R_k=0,355 \text{ м}$ – радіус колеса;

$U_p = 31,9$ – передаточне число механізму пересування;

$\eta=0,9$ – загальний ККД.

$$I_{\text{ЗВ}}^{\Gamma} = 1,1 \cdot (0,5 + 1,65) + (251 + 140) \cdot 10^3 \cdot \frac{0,355^2 \cdot 0,9}{31,9^2} = 47,3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого візка:

$$T_{\text{ст}}^{\Gamma} = \frac{W_T \cdot D_k}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{25450 \cdot 0,71}{2 \cdot 31,9 \cdot 0,9} = 315 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (5.15)$$

де: $W_T=25450 \text{ Н}$ – див. п.3.3 пояснювальної записки.

$D_k=0,71\text{м}$ - діаметр ходового колеса.

Обираємо гальмо ТКП-300 з гальмівним моментом 500Н·м

Вибране гальмо перевіряємо за часом гальмування ненавантаженого крана:

$$t'_r = \frac{J'_{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{дв}}}{T_{\text{т}} \cdot T'_{\text{ст}}} = \frac{31,7 + 101}{208 + 192} = 8 \text{ с} > t_{\text{rmin}} = 2,7 \text{ с} \quad (5.16)$$

де: $T'_{\text{ст}}$ - момент сил опору при русі ненавантаженого крана.

$$T'_{\text{ст}} = \frac{W'_{\text{т}} \cdot D}{2 \cdot U_{\text{р}} \cdot \eta} = \frac{15560 \cdot 0,71}{2 \cdot 31,9 \cdot 0,9} = 192 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.17)$$

де: $W'_{\text{т}}$ - опір руху ненавантаженого крана.

$$\begin{aligned} W'_{\text{т}} &= \frac{(G_{\text{к}} + G_{\text{тр}}) \cdot 10^4}{D} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) = \\ &= \frac{(251 + 12) \cdot 10^4}{0,71} \cdot (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,2) = 15560 \text{ Н} \end{aligned} \quad (5.18)$$

де: $G_{\text{тр}} = 12 \text{ т}$ – вага траверси

$J'_{\text{пр}}$ - приведений момент інерції рухомих мас.

$$\begin{aligned} J'^2_{\text{пр}} &= \delta \cdot (J_{\text{р}} + J_{\text{м}}) + m \cdot \frac{R^2}{U_{\text{р}}^2} \cdot \eta = 1,1(0,5 + 1,65) + 263000 \cdot \frac{0,355^2}{31,9^2} \cdot 0,9 = \\ &= 31,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned} \quad (5.19)$$

де: $m = G_{\text{к}} + G_{\text{тр}} = 251000 + 18000 = 263000 \text{ кг}$ - вага крана з траверсою без вантажу.

Мінімальний час гальмування t_{rmin} ненавантаженого крана, при якому

відсутнє ковзання коліс по рейках ($K > 1,2$):

$$t_{\text{гmin}} = \frac{1200 \cdot (G_{\text{к}} + G_{\text{тр}}) \cdot V}{R_{\text{пр}}^{\text{min}} \cdot \varphi} = \frac{1200 \cdot (251 + 12) \cdot 1,12}{657500 \cdot 0,2} = 2,7 \text{ с} \quad (5.20)$$

де: $R_{\text{пр}}^{\text{min}}$ - мінімальне зусилля на привідні колеса при русі без вантажу

$$R_{\text{пр}}^{\text{min}} = \frac{(G_{\text{к}} + G_{\text{тр}}) \cdot 10^4}{4} = \frac{(251 + 12) \cdot 10^4}{4} = 657500 \text{ Н} \quad (5.21)$$

де: $\varphi=0,2$ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками.

5.9. Перевірка двигуна за часом розгону крана та запасом зчеплення коліс з рейками

Для ненавантаженого крана час розгону:

$$t'_p = \frac{J'_{\text{пр}} \cdot 10}{T_{\text{п}}^{\text{сп}} - T'_{\text{ст}}} = \frac{38,5 \cdot 101}{339 - 192} = 26 \text{ с} > [t_{\text{min}}] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (5.22)$$

де: $J'_{\text{пр}}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас

$$\begin{aligned} J'_{\text{пр}} &= \delta \cdot (J_p + J_m) + m' \cdot \frac{R^2}{U_p^2 \cdot \eta} = 1,1(0,5 + 1,65) + 263000 \cdot \frac{0,355^2}{31,9^2 \cdot 0,9} = \\ &= 38,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned} \quad (5.23)$$

$T_{\text{п}}^{\text{сп}}$ - середній пусковий момент двигуна.

$$T_{\text{п}}^{\text{сп}} = T_{\text{н}} \cdot \varphi = 226 \cdot 1,5 = 339 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.24)$$

де: $\varphi=1,5 \dots 1,6$ – середня кратність пускового моменту.

Перевіряємо двигун за запасом зчеплення коліс з рейками:

$$K_{зч} = \frac{R_{пр}^{min} \cdot \varphi}{W_T' + W_i - W_{тр}^{пр}} = \frac{657500 \cdot 0,2}{155601 + 11330 - 2820} = 5,5 > [K_{зч}] = 1,2 \quad (5.25)$$

де: $W_T'=15560\text{Н}$ – опір руху ненавантаженого крана (див.п.5.8);

W_i – сила інерції при розгоні ненавантаженого крана.

$$W_i = 10^3 \cdot (G_k + G_{тр}) \cdot \frac{V}{t_p'} = 10^3 \cdot (251 + 12) \cdot \frac{1,12}{26} = 11330\text{Н} \quad (5.26)$$

$W_{тр}^{пр}$ – опір в цапфах привідних коліс при русі без вантажу.

$$W_{тр}^{пр} = R_{пр}^{min} \cdot f \cdot d \cdot \frac{1}{D} = 657500 \cdot 0,015 \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{0,71} = 2820 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.27)$$

Отже можна зробити висновок що обраний двигун задовольняє умовам роботи.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1 Аналіз потенційних небезпек

Під час експлуатації вантажопідіймального крана можуть виникати небезпечні та шкідливі виробничі фактори, пов'язані з переміщенням вантажів, роботою механізмів підйому, наявністю електрообладнання, виконанням робіт на висоті, обмеженою оглядовістю робочої зони та впливом виробничого середовища на машиніста крана. Безпечна експлуатація такого обладнання повинна здійснюватися відповідно до Закону України «Про охорону праці», НПАОП 0.00-1.80-18 та інших чинних нормативних документів[6].

До основних потенційних небезпек належать:

1. Ураження електричним струмом. Така небезпека може виникати у разі пошкодження ізоляції кабелів, несправності електрообладнання, порушення заземлення або випадкового дотику до струмовідних частин. Особливо небезпечними є ділянки живлення механізмів крана та апаратура керування.

2. Падіння вантажу або його неконтрольоване переміщення. Причинами можуть бути неправильне стропування, використання несправних вантажозахоплювальних пристроїв, зношування канатів, перевищення допустимої вантажопідйомності, а також помилки машиніста чи стропальника.

3. Падіння предметів з висоти. Під час огляду, ремонту або обслуговування крана можливе падіння інструменту, деталей чи елементів конструкції з галерей, площадок і сходів.

4. Падіння працівників з висоти. Небезпека виникає під час перебування персоналу на площадках обслуговування, галереях, сходах або інших елементах крана, розташованих на значній висоті.

5. Перевищення номінальної вантажопідйомності. Перевантаження може спричинити руйнування металоконструкції, вихід з ладу механізмів, обрив каната або аварійну ситуацію з тяжкими наслідками.

6. Обмежена видимість робочої зони. Недостатній огляд з кабіни машиніста або недостатня освітленість майданчика підвищують імовірність помилкових дій під час керування краном.

7. Використання одночасно кількох механізмів без дотримання встановленої послідовності операцій. Це може призвести до розгойдування вантажу, перевантаження окремих вузлів або зіткнення елементів обладнання.

8. Шум і вібрація. Джерелами шуму та вібрації є електродвигуни, редуктори, барабани, зубчасті передачі, підшипники та інші рухомі елементи. Тривалий вплив цих факторів негативно позначається на працездатності машиніста.

9. Несприятливі параметри мікроклімату в кабіні. Підвищена або знижена температура, недостатня вентиляція, надмірна вологість чи протяги можуть викликати погіршення самопочуття працівника.

10. Психофізіологічне навантаження машиніста. Тривала монотонна сидяча робота, необхідність постійної концентрації уваги та відповідальність за безпечне переміщення вантажу можуть призводити до перевтоми і зниження швидкості реакції.

11. Пожежна небезпека. Джерелами займання можуть бути короткі замикання, перегрів електричних контактів, пошкодження ізоляції кабелів, порушення правил проведення вогневих робіт або накопичення горючих матеріалів у робочій зоні.

6.2 Заходи щодо забезпечення безпеки

Безпечна експлуатація крана забезпечується комплексом організаційних і технічних заходів. До керування вантажопідіймальним обладнанням

допускаються працівники, які пройшли медичний огляд, навчання, інструктаж, перевірку знань з охорони праці та мають відповідну кваліфікацію. Організація робіт повинна відповідати вимогам НПАОП 0.00-1.80-18 і НПАОП 0.00-1.75-15[6-8].

Навантажувально-розвантажувальні роботи необхідно виконувати механізованим способом із застосуванням справного вантажопідіймального обладнання, вантажозахоплювальних пристроїв і тари. Перед початком роботи машиніст має перевірити стан гальм, канатів, гака, блоків, кінцевих вимикачів, обмежувачів руху, сигналізації та обмежувача вантажопідйомності. Під час переміщення вантажу забороняється перебування людей під вантажем або в зоні його можливого падіння. Не допускається переміщення вантажів над робочими місцями, проходами, транспортними засобами чи приміщеннями, де перебувають люди. Стропування вантажів повинно виконуватися лише справними та промаркованими стропами відповідної вантажопідйомності.

Для запобігання падінню вантажу необхідно регулярно контролювати стан вантажних канатів. Канати з ознаками надмірного зносу, обриву дротин, деформації, корозії або пошкодження мають бути вилучені з експлуатації. Коефіцієнт запасу міцності каната повинен відповідати режиму роботи механізму та вимогам НПАОП 0.00-1.80-18.

Для захисту від перевантаження механізм підйому обладнується обмежувачем вантажопідйомності. Цей пристрій повинен запобігати підйому вантажу, маса якого перевищує допустиме значення, а також забезпечувати своєчасне попередження машиніста про небезпечний режим роботи.

Електробезпека забезпечується справністю ізоляції, надійним заземленням металевих частин обладнання, застосуванням захисних вимикачів, блокувань, огороженням струмовідних частин і своєчасним технічним обслуговуванням електрообладнання. Експлуатація електроустановок повинна здійснюватися відповідно до НПАОП 40.1-1.21-98 та ПУЕ.

Двері входу на галерею та до кабіни доцільно обладнувати блокувальними пристроями, які унеможливляють доступ до небезпечної зони без зняття напруги з відповідних електричних кіл. Такий захід зменшує ризик ураження електричним струмом під час огляду або ремонту.

Рухомі та обертові частини механізмів, які можуть спричинити травмування, повинні бути закриті захисними огороженнями. Огороженню підлягають зубчасті, ланцюгові та черв'ячні передачі, муфти з виступаючими елементами, відкриті вали, барабани та інші небезпечні вузли. Ходові колеса крана і візка мають бути обладнані щитками, які запобігають потраплянню сторонніх предметів під колесо. Робочі площадки, галереї та сходи повинні мати неслизьке покриття, справні поручні й огороження. Настили доцільно виконувати з рифленого металу.

Кабіна машиніста повинна забезпечувати безпечні та зручні умови роботи. Вона має бути обладнана огороженням, захистом від атмосферних впливів, достатнім оглядом робочої зони, регульованим сидінням, справними органами керування, освітленням, вентиляцією та засобами зв'язку. Освітлення кабіни, проходів, площадок обслуговування і робочої зони повинно бути достатнім, рівномірним та не створювати засліплювальної дії. Норми природного і штучного освітлення необхідно приймати відповідно до ДБН В.2.5-28:2018.

Працівники, які перебувають у зоні можливого падіння предметів, повинні використовувати захисні каски та інші засоби індивідуального захисту. Небезпечні зони слід огорожувати, позначати попереджувальними знаками та не допускати до них сторонніх осіб[9].

6.3 Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці

Для забезпечення нормальних умов праці машиніста необхідно підтримувати допустимі параметри мікроклімату, освітленості, шуму та вібрації. У кабіні крана слід забезпечити належну вентиляцію, захист від

перегріву в теплий період року та переохолодження в холодний період. Параметри температури, відносної вологості й швидкості руху повітря мають відповідати ДСН 3.3.6.042-99[10].

Для зменшення впливу вібрації кабіну доцільно встановлювати з використанням віброізоляційних елементів, наприклад гумових або гумометалевих прокладок. Такі елементи знижують передачу коливань від металоконструкції крана до робочого місця машиніста. Додатково необхідно виконувати балансування обертових деталей, регулювання механізмів і контроль стану підшипників.

Рівень вібрації на робочому місці машиніста не повинен перевищувати допустимих значень, установлених ДСН 3.3.6.039-99. У разі підвищення вібрації необхідно провести діагностику технічного стану механізмів, перевірити кріплення кабіни та справність віброізоляційних елементів[11].

Зниження рівня шуму досягається застосуванням якісного змащення зубчастих передач і підшипників, балансуванням обертових частин, використанням пружних вставок у з'єднаннях, своєчасним ремонтом редукторів та усуненням люфтів у механізмах. Рівні шуму на робочому місці мають відповідати ДСН 3.3.6.037-99.

Для збереження зору машиніста необхідно забезпечити достатнє освітлення кабіни й робочої зони, регулярне очищення скла, справність світильників та відсутність відблисків. Освітленість робочих місць повинна відповідати вимогам ДБН В.2.5-28:2018[10].

Для зменшення психофізіологічного навантаження машиніста необхідно дотримуватися режиму праці та відпочинку, забезпечувати ергономічне розміщення органів керування, зручне сидіння, достатню оглядовість, чітку систему сигналізації та надійний зв'язок зі стропальником.

Працівник не повинен виконувати роботу у стані перевтоми або за умов, що знижують увагу та швидкість реакції. Перед початком зміни необхідно переконатися у справності обладнання, відсутності сторонніх предметів на проходах і достатній видимості робочого майданчика.

Оскільки у звичайних умовах експлуатації мостового крана не застосовуються радіоактивні речовини та джерела іонізуючого випромінювання, спеціальні заходи радіаційного захисту для цього робочого місця не передбачаються. Водночас підприємство повинно мати загальний порядок дій у разі надзвичайної ситуації відповідно до вимог цивільного захисту[12].

6.4 Пожежна безпека

Пожежна безпека під час експлуатації крана забезпечується системою організаційних і технічних заходів, спрямованих на запобігання виникненню пожежі, обмеження її поширення та забезпечення безпечної евакуації людей. Основні вимоги пожежної безпеки визначаються Правилами пожежної безпеки в Україні та ДСТУ 8828:2019 [13, 14].

Основними причинами пожежі можуть бути коротке замикання, перевантаження електричних кіл, перегрів контактних з'єднань, пошкодження ізоляції кабелів, іскріння електрообладнання, а також порушення правил виконання зварювальних або інших вогневих робіт.

Для запобігання пожежам необхідно регулярно перевіряти стан кабельних ліній, контактних з'єднань, апаратів захисту, заземлення та ізоляції. Електричні проводи й кабелі повинні бути захищені від механічних пошкоджень, перегріву, дії мастил, вологи та вібрації.

Забороняється експлуатувати електрообладнання з пошкодженою ізоляцією, несправними пусковими апаратами, ознаками перегріву або порушенням заземлення. Тимчасові електромережі допускається застосовувати лише за умови дотримання вимог електробезпеки та пожежної безпеки.

Під час ремонту кабельних ліній із застосуванням зварювання, паяння або відкритого вогню необхідно оформлювати дозвіл на проведення вогневих робіт, прибирати горючі матеріали з робочої зони, забезпечувати наявність

засобів пожежогасіння та здійснювати контроль місця проведення робіт після їх завершення.

Кран, кабіна машиніста та робоча зона повинні бути забезпечені первинними засобами пожежогасіння. Для гасіння електрообладнання доцільно застосовувати порошкові або вуглекислотні вогнегасники, придатні для гасіння обладнання, що перебуває під напругою. Вогнегасники мають бути розміщені у доступних місцях, опломбовані та своєчасно перевірені.

На виробничому майданчику необхідно забезпечити вільний доступ до пожежних кранів, вогнегасників, пожежних щитів, шляхів евакуації та проїздів для пожежно-рятувальної техніки. Проходи, виходи і підходи до засобів пожежогасіння не допускається захащувати.

Працівники повинні проходити протипожежний інструктаж, знати порядок дій у разі пожежі, місця розташування вогнегасників, пожежних кранів, шляхів евакуації та порядок виклику пожежно-рятувальних підрозділів. У разі виявлення пожежі необхідно негайно повідомити відповідальну особу та службу порятунку за номером 101.

6.5 Заходи з цивільного захисту

Сучасна система реагування на надзвичайні ситуації в Україні визначається поняттям цивільного захисту. Правові та організаційні засади у цій сфері встановлює Кодекс цивільного захисту України. Для підприємства, на якому експлуатується вантажопідіймальне обладнання, важливим є забезпечення стійкої роботи систем електропостачання, оповіщення та безпечної евакуації працівників.

Система електропостачання є однією з основних систем, що забезпечує функціонування виробничого об'єкта. Підвищення її стійкості досягається резервуванням джерел живлення, використанням захисту від коротких замикань і перенапруг, правильним вибором кабельних ліній, а також регулярним технічним обслуговуванням електрообладнання.

Для відповідальних споживачів доцільно передбачати резервне або аварійне джерело живлення, яке забезпечує безпечне завершення технологічного процесу, роботу аварійного освітлення, систем оповіщення і засобів зв'язку. Перехід на аварійне живлення повинен здійснюватися без створення додаткової небезпеки для працівників.

У разі аварійного відключення електроенергії машиніст крана повинен припинити виконання робіт, за можливості опустити вантаж у безпечне положення, вимкнути обладнання та повідомити відповідальну особу. Подальші дії мають виконуватися згідно з інструкцією з охорони праці та планом реагування на надзвичайні ситуації.

Працівники підприємства повинні бути ознайомлені з сигналами оповіщення, маршрутами евакуації, місцями збору, порядком дій у разі пожежі, аварії, руйнування конструкцій, відключення електроенергії або іншої небезпечної події. Навчання та інструктажі з питань цивільного захисту мають проводитися систематично.

Таким чином, виконання інженерно-технічних заходів, резервування електропостачання, справність засобів захисту, наявність планів евакуації та належна підготовка персоналу дозволяють знизити ризик виникнення аварійних ситуацій і забезпечити безпечну роботу підприємства в умовах надзвичайних подій.

ВИСНОВОК

У результаті проведених розрахунків механізмів мостового спеціального крана було спроектовано ливарний мостовий кран вантажопідйомністю 140/32 т, призначений для виконання важких вантажопідіймальних операцій у ливарному виробництві. Отримані під час розрахунків параметри не відрізняються від початково заданих і допустимих значень більше ніж на 5 %, що свідчить про правильність прийнятих конструктивних рішень.

Також були виконані перевірні розрахунки основних механізмів крана, які підтвердили коректність попередньо проведених розрахунків та відповідність вибраних елементів умовам експлуатації. Окремим розділом розроблено заходи з організації охорони праці, спрямовані на забезпечення безпечної експлуатації обладнання та захист обслуговуючого персоналу.

Як показали проєктні та перевірні розрахунки, вибрані канат, гакова підвіска, електродвигун, редуктор, з'єднувальні муфти та гальмо відповідають чинним вимогам і забезпечують виконання основних положень технічного завдання. Конструкція барабана, осі та підшипникових опор барабана розроблена з урахуванням специфіки роботи ливарного мостового крана, підвищених навантажень, а також вимог до міцності, надійності й довговічності.

Отже, можна зробити висновок, що спроектований ливарний мостовий кран вантажопідйомністю 140/32 т відповідає необхідним критеріям працездатності, безпеки та надійності й може бути використаний для виконання передбачених технологічних операцій у виробничих умовах.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бондарев В. С., Дубинець О. І., Колісник М. П. та ін. Підйомно-транспортні машини: розрахунки підйимальних і транспортувальних машин : підручник. Київ : Вища школа, 2009. 734 с.
2. Мартовицький Л. М. Крани спеціальні : навч. посібник / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко. Запоріжжя : Національний університет “Запорізька політехніка”, 2023. 396 с.
3. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : навч. посібник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т “Харків. політехн. ін-т”. Харків : НТУ “ХПІ”, 2006. 304 с.
4. Про охорону праці : Закон України від 14.10.1992 № 2694-XII // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/2694-12> (дата звернення: 08.05.2026).
5. Слепужніков Є. Д., Фідровська Н. М., Варченко І. С. Механізми пересування мостових кранів : монографія. Харків : НУЦЗУ, 2019. 124 с.
6. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідйимальних кранів, підйимальних пристроїв і відповідного обладнання : затв. наказом Міністерства соціальної політики України від 19.01.2018 № 62, зареєстр. в Міністерстві юстиції України 27.02.2018 за № 244/31696 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/z0244-18> (дата звернення: 08.05.2026).
7. НПАОП 0.00-1.75-15. Правила охорони праці під час вантажно-розвантажувальних робіт : затв. наказом Міністерства енергетики та вугільної промисловості України від 19.01.2015 № 21, зареєстр. в Міністерстві юстиції України 03.02.2015 за № 124/26569 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/z0124-15> (дата звернення: 08.05.2026).

8. НПАОП 40.1-1.21-98. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів : затв. наказом Міністерства праці та соціальної політики України від 09.01.1998 № 4, зареєстр. в Міністерстві юстиції України 10.02.1998 за № 93/2533 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/z0093-98> (дата звернення: 08.05.2026).

9. Жук А. Я., Малишев Г. П., Желябіна Н. К., Таратута К. В. Монтаж металургійного обладнання : навч. посіб. Київ : Кондор, 2018. 330 с.

10. ДБН В.2.5-28:2018. Природне і штучне освітлення. Київ : Мінрегіон України, 2018. Зі зміною № 1, чинною з 01.01.2026.

11. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку : постанова Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.1999 № 37 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/va037282-99> (дата звернення: 08.05.2026).

12. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень : постанова Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.1999 № 42 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/va042282-99> (дата звернення: 08.05.2026).

13. Про затвердження Правил пожежної безпеки в Україні : наказ Міністерства внутрішніх справ України від 30.12.2014 № 1417, зареєстр. в Міністерстві юстиції України 05.03.2015 за № 252/26697 // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/z0252-15> (дата звернення: 08.05.2026).

14. ДСТУ 8828:2019. Пожежна безпека. Загальні положення. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. Зі зміною № 1, чинною з 01.06.2023.