

Міністерство освіти і науки України  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Механічний факультет

Кафедра експлуатації, випробувань, сервісу  
будівельних і дорожніх машин

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
до кваліфікаційної роботи  
магістра

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОЗЛОВОГО  
ГРЕЙФЕРНОГО КРАНУ в/п 20 т. ЗА РАХУНОК МОДЕРНІЗАЦІЇ  
МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ

Завідувач кафедри, канд. техн. наук, доцент

Ігор ПІМОНОВ

Нормоконтролер, канд. техн. наук, доцент

Заур МУСАЄВ

Керівник, канд. техн. наук, доцент

Заур МУСАЄВ

Консультант, канд. техн. наук, професор

Олег БОГАТОВ

Здобувач гр. М-62-24

Данило ФИЛИПЕНКО

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

Факультет механічний

Кафедра експлуатації, випробувань, сервісу будівельних і дорожніх машин  
Освітній рівень другий (магістерський)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні,  
машини і обладнання»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри

Гор ПІМОНОВ  
«29» серпня 2025 року

**ЗАВДАННЯ  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ВДОБУВАЧУ**

**Филипенко Данилі Сергійовичу**

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності роботи козлового грейферного крану в/п 20 т. за рахунок модернізації механізму пересування крану»  
Керівник роботи Мусаєв Заур Рашипович, к.т.н., доцент  
Затверджено рішенням Вченої ради механічного факультету від «5» вересня 2025 року протокол № 1

2. Строк подання студентом роботи 01.12.2025 р.

3. Вхідні дані до роботи: вантажопідйомність – 20 т, висота підйому – 11,8 м., прогон – 22 м., довжина робочої консолі – 10 м., швидкість підйому вантажу – 0,25 м/с., швидкість пересування візка – 0,73 м/с., швидкість пересування крана – 1,0 м/с., група (клас) режиму роботи крана – А5.

4. Вміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1 Аналіз інформаційних джерел; 2 Науково-дослідна частина; 3 Розрахункова частина; 4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; 5 Техніко-економічні розрахунки.

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

1. Мета і задачі дослідження (А1)
2. Огляд конструкцій козлових кранів (А1)
3. Огляд конструкцій грейферів (А1)
4. Загальний вид крана (А1)

5. Вантажний візок (A1)
6. Захват гідравлічний (A1)
7. Візок ходовий (A1)
8. Опора приводна (A1)
9. Схема змащення (A1)
10. Схеми технологічних наладок (A1)
11. Висновки (A1)

#### 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основна частина	Заур МУСАЄВ, к.т.н., доцент		
Економічна частина	Заур МУСАЄВ, к.т.н., доцент		
Охорона праці та безпека в НС	Олег БОГАТОВ, к.т.н., професор		

#### 7. Дата видачі завдання

«1» вересня 2025 року

#### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів КР	Примітка
1	Аналіз інформаційних джерел	01.09.2025-01.10.2025	
2	Науково-дослідна частина	16.09.2025-03.11.2025	
3	Розрахункова частина	17.10.2025-14.11.2025	
4	Спеціальні розділи	10.11.2025-30.11.2025	
5	Оформлення роботи	12.11.2025-30.11.2025	
6	Захист роботи	грудень 2025	

Здобувач

\_\_\_\_\_ Данило ФИЛИПЕНКО

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ Заур МУСАЄВ

РЕПОЗИТАРІЙ НАФТРИВЕРСБІМ ХНАДУ 2025

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи: 95 с., 10 рис., 8 табл., 20 джерел.

КОЗЛОВИЙ ГРЕЙФЕРНИЙ КРАН, ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ 20 Т,  
МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ, МОДЕРНІЗАЦІЯ, ГАЛЬМІВНІ ПРИСТРОЇ,  
ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ, НАДІЙНІСТЬ.

Об'єкт дослідження – козловий грейферний кран вантажопідіймальністю 20 т, що використовується для перевантаження сипких та навалочних матеріалів.

Мета роботи – підвищення ефективності та надійності роботи козлового грейферного крана шляхом модернізації механізму його пересування та зниження динамічних навантажень у процесі експлуатації.

Методи дослідження – аналітичний, розрахунковий, порівняльний, методи інженерного аналізу.

У кваліфікаційній роботі виконано аналіз конструкції та умов експлуатації козлових грейферних кранів, розглянуто їх основні технічні характеристики та особливості роботи механізмів підйому й пересування. Проаналізовано причини виникнення підвищених динамічних навантажень у механізмах пересування крана та їх вплив на довговічність і безпеку експлуатації обладнання. Особливу увагу приділено дослідженню механізму пересування крана. Розглянуто конструкцію приводів, гальмівних пристроїв і елементів ходової частини. На основі аналізу існуючих технічних рішень обгрунтовано напрям модернізації механізму пересування з метою підвищення плавності руху, зменшення ударних навантажень і зниження зносу елементів конструкції. У роботі виконано розрахунки основних параметрів модернізованого механізму пересування, здійснено вибір гальмівних і приводних елементів. Проведено оцінку ефективності запропонованих технічних рішень та їх відповідності вимогам безпечної експлуатації вантажопідіймальних машин.

## ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Аналіз інформаційних джерел.....	7
1.1 Огляд конструкцій козлових кранів та вихідні дані на проектування .....	7
2 Науково-дослідна частина.....	9
2.1 Огляд конструкцій грейферів .....	19
2.2 Дослідження процесу гальмування механізму підйому .....	23
3 Розрахункова частина.....	34
3.1 Розрахунок механізму підйому .....	34
3.2 Розрахунок механізму пересування вантажного візка .....	48
3.3 Електрогідравлічний захват для лісоматеріалів .....	59
3.4 Розрахунок механізму пересування крана.....	63
4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях .....	74
4.1 Прилади безпеки .....	74
4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів .....	74
4.3 Розрахунок штучного освітлення точковим методом.....	74
4.4 Безпека при надзвичайних ситуаціях.....	84
5 Техніко-економічні розрахунки .....	88
Висновки.....	92
Перелік посилань.....	94

## ВСТУП

Розвиток виробництва, його інтенсифікація і автоматизація будівельних, навантажувально-розвантажувальних робіт пред'являють зростаючі вимоги до підйомно-транспортних машин, у тому числі і козлових кранів.

Продовжується курс на підвищення технічної озброєності праці шляхом усесвітнього впровадження комплексної механізації і автоматизації виробничих процесів, впровадження принципово нової техніки, зростання випуску машин великої одиничної потужності і продуктивності, закінчених систем машин. Значно підвищуються економічність і продуктивність машин, які випускаються, їх надійність і довговічність.

Поряд з відомими конструкціями кранів все більшу роль починають грати козлові крани. Від їх надійності, працездатності і технічній готовності значною мірою залежать продуктивність праці, загальний темп будівництва і вартість будівельно-монтажних робіт.

Виробництво навантажувально-розвантажувальних і будівельно-монтажних машин пов'язане з підйомом і переміщенням деталей, конструкцій і будівельних блоків високої готовності, що потребує застосування козлових кранів.

# 1 АНАЛІЗ ІНФОРМАЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ

## 1.1 Огляд конструкцій козлових кранів та вихідні дані на проектування

Козлові крани відносяться до категорії піднімальних пристроїв козлового типу. Несучі елементи їхньої конструкції опираються на підкранову колію за допомогою двох опорних стійок. Середній термін служби козлових кранів приблизно 20 років без обліку режиму роботи й умов експлуатації. Наробіток на відмову – приблизно 3 000 циклів.

По призначенню їх можна розділити на три групи. Перша група - крани загального призначення з порівняно невеликою висотою підйому (у середньому до 12 м) рис.1.1.



Рисунок 1.1- Козловий кран

Застосовують їх для обслуговування відкритих складських і перевантажувальних площадок. Друга група - будівельно-монтажні козлові крани для монтажу збірних будівельних споруджень і встаткування промислових підприємств. У третю групу входять конструкції спеціального призначення (звичайно ККС) для обслуговування гідротехнічних

споруджень, перевантаження великотоннажних контейнерів і довгомірних вантажів.

Інтенсивний розвиток перевезень вантажів у контейнерах автомобілями, поїздами, річковим і морським транспортом обумовило створення спеціальних підйомно-транспортних засобів високої продуктивності, зокрема козлових кранів на рейковому ході, здатних виконувати операції по переміщенню вантажів з одного виду транспорту в іншій з обліком їхнього взаємного розташування на одній перевантажувальній площі.

Сьогодні вони є основними піднімальними засобами для перевантаження середньо і великотоннажних контейнерів різних типів і вантажопідйомності рис.1.2.



Рисунок 1.2. Козловий кран на перевантаженні контейнерів

Однією з найважливіших особливостей контейнерних козлових кранів є можливість перекривати більші перевантажувальні й складські площі, по яких прокладені під'їзні колії різних видів транспорту, наприклад автомобільні й залізничного рис.1.3. Крани цього типу в основному використовуються в терміналах з більшим вантажообігом і темпом обробки

контейнерів залізничних, автомобільних, морських, річкових, а також на контейнерних майданчиках промислових підприємств і складів.



Рисунок 1.3 -КК-20 Кран козлової

Такі піднімальні механізми обладнають різноманітними вантажозахватними пристроями ручної, напівавтоматичної й автоматичної дії.

Козлові контейнерні крани виконуються бесконсольними, з однієї або двома консолями, а для роботи в морських портах - з піднімальною консоллю. Іноді такі крани встановлюють на палубі судна, і в такому випадку їх називають судновими контейнерними кранами. Ними обладнають контейнеровози з однією метою - щоб незалежно від портових можливостей вивантажувати контейнери. Ці крани мають міст (портал) з відкидними консолями або без них. Портал переміщається на палубі судна по рейках. Кран оснащений опорним або кутовим візком, що часто має поворотну стрілу, що дозволяє виконувати портал крана без консолей.

Контейнерні козлові крани класифікують таким чином:

- універсальні для підйому контейнерів масою бруто 2,5...3 т (УУК-3); 5 т (УУК-5) за ДСТ 18477-79;

- універсальні, для великотоннажних контейнерів номінальною масою бруто 10 т (1D); 20 т (1C; 1CC); 25 т (1Y; 1BB); 30 т (1A; 1AA) за ДСТ 18477-79 і ISO 668:1995.

На перевантажувальних пунктах (площадках) з малим вантажообігом і темпом обробки контейнерів використовуються козлові крани загального призначення вантажопідйомністю 8...10 т. Захват і звільнення контейнерів тут виконується за допомогою стропів і інших пристосувань, наприклад універсальних вантажних рам МГС-01.00.00.000, виконаних у вигляді траверс, незамінних при роботі з деформованими контейнерами.

Крани козлові контейнерні вантажопідйомністю 5 т є спеціальними й призначені для перевантаження середнетоннажних контейнерів УУК-3 і УУК-5. Такі крани встановлюють на спеціалізованих контейнерних майданчиках залізничних станцій. Крани вантажопідйомністю понад 5 т можуть бути переустатковані для роботи з автоматичними захватами (спредерами). У цьому випадку керування захватом контейнера здійснюється безпосередньо з кабіни крановика.

На площадках, обладнаних декількома козловими кранами вантажопідйомністю 2,5 т кожний, можна перевантажувати контейнери масою до 20 т бруто при спільній роботі двох кранів. У цьому випадку пристрій для захвата контейнера (з ручним приводом або автоматичне) навішується на гаки цих кранів.

Комплекс кранового встаткування на рейковому ході для перевантаження великотоннажних контейнерів можна розділити на дві групи:

- козлові рейкові крани для залізничних станцій і промислових підприємств вантажопідйомністю 20 т і більше;
- берегові перевантажувачі для морських і річкових портів вантажопідйомністю до 32 т. рис.1.4.



Рисунок 1.4 - Береговий перевантажувач

Козловий контейнерний кран вантажопідйомністю 32 т (КК-32) рис.1.5 з автоматичним захватом призначений для перевантаження контейнерів типів 1А, 1С и 1D. Він використовується для установки на великих залізничних контейнерних пунктах. Сучасні модифікації раніше розроблених козлових контейнерних кранів роблять кілька російських заводів: Бурейський крановий - ВАТ «Бурі-Кран», Биваловський машинобудівний - ВАТ «БМТЗ», ВАТ «КРАН-УМЗ» (м. Вузлова, Тульська обл.) і деякі інші.



Рисунок 1.5. Кран козлової КК-32

Контейнерні козлові крани виготовляють у різному кліматичному виконанні (ДЕРЖСТАНДАРТ 15150-69), обладнають сигналізатором тиску

й протиугінним рейковим захватом. Відповідно до Основних вимог безпеки до обмежників вантажопідйомності електричних мостових і козлових кранів РД-10-118-96 їх також обладнають обмежниками вантажопідйомності. При порушеннях режимів вантажопідйомності обмежник відключає електричний ланцюг керування механізмом підйому вантажу, якщо він більш ніж на 15% перевищує (з урахуванням маси вантажозахватного пристрою) номінальну вантажопідйомність крана, зазначену в паспорті. При спрацьовуванні обмежника автоматично включається звукова й світлова сигналізація. Крани, обладнані контейнерними захватами, можуть не оснащувати обмежниками вантажопідйомності тільки в тому випадку, якщо максимальна маса вантажу, переміщуваного краном, не перевищує 50% номінальної вантажопідйомності крана (з урахуванням маси вантажозахватного пристрою), а також, якщо при цьому виключена можливість защемлення вантажу або вантажозахватного пристрою.



Рисунок 1.6. Козловий контейнерний кран

Вимоги до пристрою й безпечної експлуатації рейкових шляхів козлових кранів регламентовані вимогами РД-10-117-95. Довжина

рейкового шляху варто приймати з умов обслуговування краном всієї робочої зони, передбаченої проектом виробництва (технологічною картою) робіт. Мінімальна довжина рейкового шляху визначається спеціальною формулою, де враховується довжина гальмового шляху, база крана й відстань від тупикового упору до кінця рейки або середини останньої напівшпали. До складу нижньої будови колії входять земляне полотно й водовідвід. Кожна рейкова нитка розміщується на самостійному земляному полотні. До складу верхньої будови колії входять баластова призма, підрейкові опорні елементи, рейки, стикові й проміжні кріплення.

При експлуатації рейкового шляху здійснюється постійний контроль стану рейкового шляху й шляхового встаткування. Повинні проводитися наступні види контролю: щозмінний - перед кожною зміною роботи крана; плановий - один раз в 3 місяці (перший рік експлуатації); один раз в 6 місяців (після року експлуатації); додатковий - при особливо несприятливих метеорологічних умовах (зливах, таненні снігу й т.п.), а також при наявності нестійких ділянок шляху. Повний технічний огляд проводять не рідше одного разу в 3 роки.

У козлових кранах використовуються різні вантажозахватні органи: однорогі й дворогі гаки, грейфери (ковшові захвати для навалочних вантажів), вантажопідйомні електромагніти серій М и ПМ, спеціальні вантажозахватні пристрої - кліщові захвати, траверси, вантажні рами, спредери.

Залежно від конструкції мосту козлові крани підрозділяються на однобалкові й двобалкові. Механізм підйому встановлений на вантажному візку, що переміщується по мосту. Залежно від призначення кран обладнаний одним або двома механізмами підйому (основним і допоміжним). Потужність привода й вантажопідйомність допоміжного механізму підйому, як правило, менше потужності основного (головного). Швидкість таких механізмів

підйому також різна - у допоміжного звичайно менше. Є, однак, конструкції козлових кранів, у яких обидва приводи мають однакові характеристики й працюють синхронно. Візки кранів такої конструкції виконують підвісними монорейковими (вантажопідйомність до 5 т, рідше - до 10 т), підвісними двоколійними, консольними й консольно-підвісними. Якщо міст крана однобалковий, як крановий візок застосовують електричні талі, і в такому випадку її шлях - це монорейкова напрямна (двотаврова балка).

Перетин мосту козлового крана може бути трубчастим рис.1.7., коробчастим рис.1.8 або гратчастим рис.1.9. Крани із двобалковим мостом більше металоємкі, але в них є свої переваги, головне з яких - можливість установити візка від мостових кранів типових конструкцій, виконаних за відпрацьованою технологією. Вантажні візки кранів із двобалковим мостом іноді постачають поворотною стрілою.



Рисунок 1.7. - Козловий кран із трубчастим перетином мосту



Рисунок.1.8 - Козловий кран з коробчастим перетином мосту

Звичайно козлові крани виготовляють двоконсольними. Консоль - це частина мосту, що виходить за межі підкранової колії (опори). Наявність консолей розширює робочу зону кранів, наприклад дає можливість обслуговувати з одного місця кілька під'їзних залізничних, автомобільних шляхів і складських площадок.

Опори козлових кранів виконують двостоечними рівної жорсткості або одну опору жорстку, іншу - «гнучку». У таких конструкціях шарнірне кріплення встановлюється у вузлі кістяка крана. Це технічне рішення дозволяє компенсувати навантаження перекосу в надпорних вузлах кістяка крана. Виготовляють крани й з одностоечними опорами. Конструкції з однією балковими мостами й одностоечними опорами використовують при спільній роботі двох кранів.

Керування козловим краном здійснюється з підлоги або з кабіни, що кріпиться до рами візка або до мосту крана. Швидкість його звичайно не перевищує 1 м/с. Вантажопідйомність козлових кранів загального призначення 3,2...32 т, довжина прольотів 10...32 м, висота підйому вантажу

7...10 м (рідше - до 12 м). Вантажопідйомність будівельно-монтажних кранів - до 400 т, довжина прольотів - до 80 м, висота підйому - до 30 м.



Рисунок 1.9. Козловий кран з гратчастим мостом

Параметри козових кранів спеціального призначення - вантажопідйомність до 900 т, довжина прольотів більше 130 м, висота підйому до 80 м. Наприклад, для обслуговування гідроелектростанцій використовуються крани вантажопідйомністю 20...500 т із прольотом довжиною 5...20 м. Такі піднімальні механізми іноді оснащують додатковими, вантажопідйомними засобами - монтажною стрілою, консольно-поворотним краном і т.п.

Грейферні й магнітні крани поширені менше, ніж крани загального призначення, тому що завдання по перевантаженню навалочних вантажів і вантажів, переміщуваних електричними магнітами, вирішуються в основному за рахунок застосування знімних приводних грейферів і магнітів з незалежним живленням і керуванням.

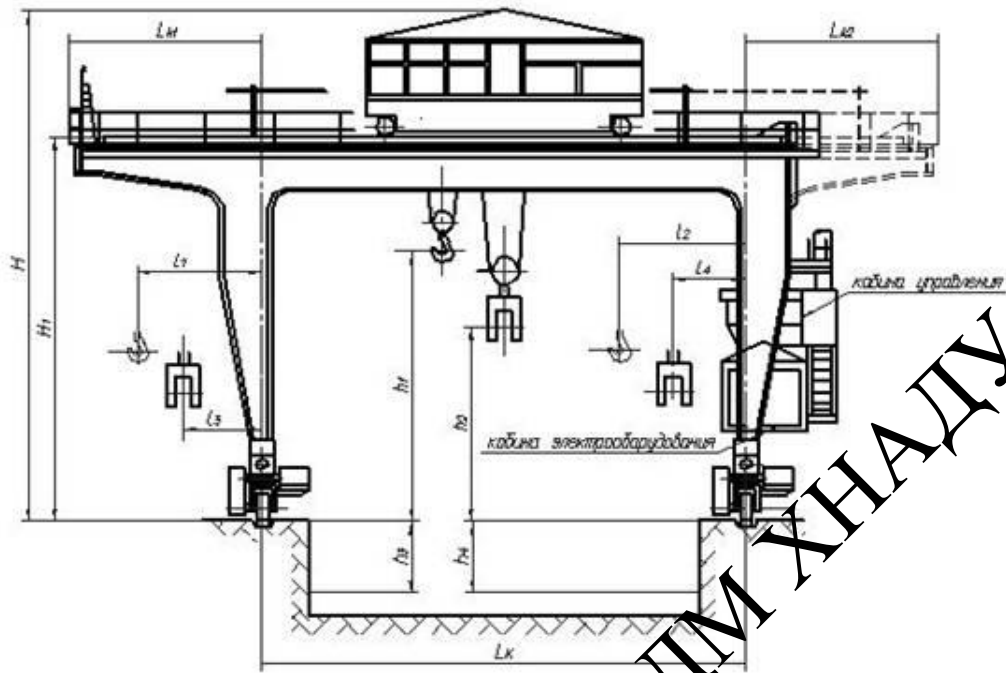


Рисунок 1.10 - Козлової кран вантажопідйомністю до 500т

Однак необхідно пам'ятати, що крани цих типів повинні бути оснащені спеціальними вантажними візками - грейферні або магнітними, а загарбні органи (грейфер або магніт) виробник повинен поставляти як частина крана. Магнітний кран обов'язково оснащують кабелеукладачем і кабельним барабаном, сміність якого відповідає висоті підйому магніту.

За станом на 2001 р. загальне число кранів у СНД зокрема в Росії становило близько 290 тисяч, з них усього 22 тисячі - козлові. На той момент часу близько 85% кранів уже виробили нормативний термін служби. Тенденція до старіння техніки триває й зараз, тому що парк вантажопідйомних кранів обновляється вкрай повільно. Виробництво кранів у Росії за останні 10...15 років різко скоротилося через поганий збут., у найближчі 25...30 років у Росії й країнах СНД буде експлуатуватися переважно морально застаріле й фізично зношене вантажопідйомне встаткування. У таких умовах щоб уникнути аварій і нещасних випадків надто важливо строго дотримувати правил експлуатації

вантажопідйомних кранів, вимоги інших нормативних документів по безпеці. Керовані з підлоги козлові крани вантажопідйомністю до 10 т зі швидкістю пересування до 1 м/с не підлягають реєстрації в органах технадзору, крани більшої вантажопідйомності допускаються до експлуатації тільки після реєстрації.

Разом з документами на реєстрацію повинна представлятися довідка про відповідність наземного шляху навантаженням установлюваного крана. Для кранів, виготовлених за рубежом, у складі документів на реєстрацію представляється висновок сертифікаційного центра технадзору. Для крана що виробив ресурс, в складі документів на реєстрацію повинне бути представлено висновок спеціалізованої організації про можливості його подальшої експлуатації. Дозвіл на пуск у роботу козлового крана (після установки на новому місці, після реконструкції, ремонту або заміни розрахункових вузлів металоконструкцій із застосуванням зварювання) повинне бути отримане в органі технадзору, що зареєстрував машину.

Відповідно до правил безпечної експлуатації козлові крани обов'язково оснащують обмежниками робочих рухів для автоматичного останову механізму підйому, механізму пересування крана незалежно від швидкості пересування й механізму пересування вантажного візка. У комплект також повинні входити автоматичні обмежники перекосу, пристрої проти викрадення (рейкові захвати й т.п.), пружні буферні пристрої. Крани групи режиму не менш А6 і вантажопідйомністю більше 10 т за ISO 4301/1 обладнають реєстраторами роботи - так називаними «чорними ящиками».

## 2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА СТУДЕНТА

### 2.1 Огляд конструкцій грейферів.

Грейферні захоплювальні пристрої застосовуються для транспортування різноманітних сипучих матеріалів: піску, вугілля, руди, щебню, цементу. Існують спеціальні грейфери для транспортування соломистих, стружкоподібних, штучних матеріалів.

Грейфер це великий залізний черпак, причеплений до вантажопідйомного крану, що призначений для захоплення чи зачерпування і вивантаження краном матеріалу — піску, землі, гірських порід, металобрухту тощо.

Грейфери також є робочим органом механічних і гідравлічних екскаваторів і застосовуються при розробці ґрунтів нижче і вище рівня його стоянки, а також деяких інших видів робіт: риття глибоких котлованів, очищення ставків і каналів. Щелепи грейфера для сипучих матеріалів утворюють при змиканні замкнений ківш, а для лісоматеріалів мають вигляд кігтів.

– Грейфер-ківш призначений переважно для зачерпування та завантаження грудкових і сипучих матеріалів.

– Грейфер-захват застосовується при улаштуванні проходів в завалах (див. [ІМР-2](#), [ІМР-3](#)), розбиранні навалених стовбурів дерев, бетонних конструкцій, металобрухту.

– Грейфери використовуються, зокрема, при проходженні стволів (у гродній справі), проведенні похилих виробок, породонавантажувальних роботах.

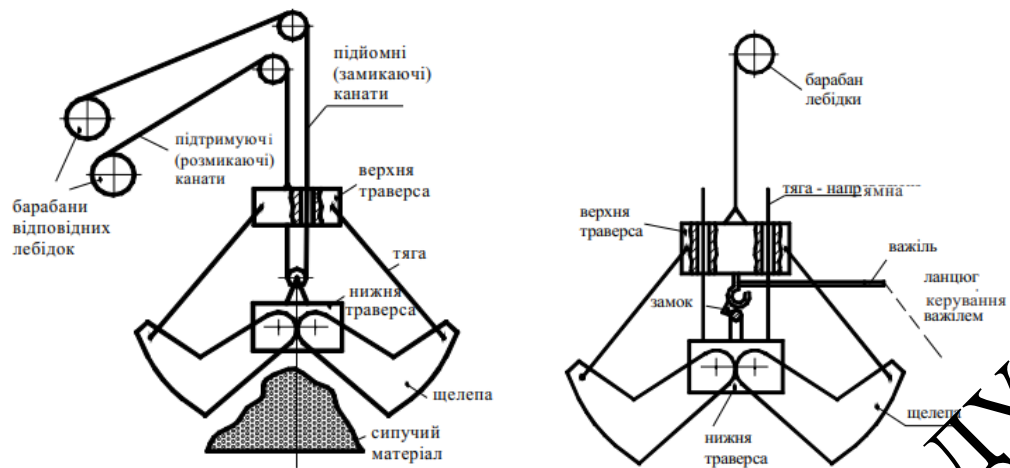


Рисунок 2.1 – Грейфер:  
а) двоканатний; б) одноканатний

Одноканатний грейфер може навішуватися на гак будь-якого (не підготованого спеціально) крана за допомогою троса, який проходить через отвір в головці грейфера, огинає блок, розташований на важелі, і другим кінцем троса закріплюється на голівці грейфера, утворюючи поліспасть. Важіль шарнірно пов'язаний з правою щелепою за допомогою осі. При опусканні (фактично, скиданні у відносному падінні) грейфера в розкритому стані на матеріал із подальшим ослаблення каната важіль повертається на осі і крюком зачіпляється за пацієць нижньої траверси.

При підйманні гачка канат стягує нижню траверсу з голівкою, внаслідок чого відбувається зближення щелеп і загрибання матеріалу всередину ковша. Випорожнення одноканатного грейфера відбувається при розщепленні гачка з нижньої траверзою, що здійснюється важелем і допоміжним тросом або ослабленням підйомного каната після установки грейфера на штабель.

Переваги:

- Простота конструкції.
- Швидкий монтаж на будь-яку кранову установку.
- Можна навішувати на будь-який кран.

Недоліки

– При падінні грейфера для завантаження відбувається удар щелепами об матеріал. Якщо матеріал досить щільний, відбувається деформування щелеп і вихід пристрою з ладу.

– Неможливість захоплення вантажу рухом в горизонтальній площині.

– Обмеження щодо висоти підйому, оскільки близько 2,5 метри тросу вибирається за рахунок роботи поліспасти.

– Розщеплення замка для розвантажування має виконувати помічник вручну або використовується двобарабанний крановий привід.

Двоканатний двощелепний грейфер має щелепи, шарнірно з'єднані з корпусом нижньої блокової обойми, і чотири жорстких тяги, які з'єднують щелепи з корпусом верхньої блокової обойми або головки. До голівки грейфера прикріплений підтримуючий канат (канатний поліспаст) вантажопідйомної лебідки. Канат обводиться по блокам нижньої та верхньої обойми, утворюючи замкальний поліспаст, і приєднується до другого барабану лебідки [4].

При ослабленні замкаючого каната і утримання грейфера висячим підтримуючим канатом щелепи грейфера під впливом власної ваги розкриваються і в такому стані опускаються на захоплюваний матеріал.

Натягом замкаючого каната щелепи грейфера зближуються і захоплюють вантаж. Після повного замикання щелеп обидва канати, що навиваються на барабани одночасно і з однаковою швидкістю, піднімають закритий грейфер з захопленим вантажем.

#### 2.1.1 Огляд літературних джерел

У системах гнучким підвісом грейферів на канатах, зважаючи на відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між механізмом крана і грейфером, впровадження щелеп в зачерпуваний матеріал і подальше заповнення грейфера в процесі зімкнення щелеп здійснюється під дією ваги грейфера. Тому правильний вибір маси грейфера має важливе

значення. При недостатній масі щелепи грейфера зімкнутися з невеликим заповненням ковша і, навпаки, при зайвій масі відбудеться надмірне заповнення ковша грейфера. Переповнення ковша грейфера матеріалом перешкоджатиме зімкненню щелеп зважаючи на великі опори стискуванню при спрессовиванні матеріалу ковша і може привести до перевантаження грейфера і лебідки, а також до даремної роботи по зачерпуванню матеріалу, який висипатиметься через борти щелеп при їх зімкненні [5].

Зважаючи на те що опір сипких матеріалів у багато разів більше опору зрушення шарів, незначне переповнювання ковша веде до різкого зростання опору при зімкненні щелеп.

Методи визначення необхідної власної маси грейфера проводять на основі даних, які відображають досвід експлуатації працюючих грейферів, і аналітичних даних, в яких в тому або іншому ступені враховують вплив різних чинників на процес зачерпування.

Аналітичні методи дозволяють вирішувати цю задачу, виходячи з фізичної процесу зачерпування матеріалів внедряючим контуром (щелепою).

Статистичні методи визначення маси грейфера не дають можливості вести проектування грейферів на основі раціонального вибору основних параметрів (маси, геометричних розмірів, силових) для інтенсифікації процесу зачерпування. Труднощі аналітичного визначення необхідної мінімальної власної маси привели до того, що для грейферів загальнопромислового призначення маса грейфера також приведена у вигляді емпіричних коефіцієнтів, які зв'язують, рід матеріалу і умови ведення процесу зачерпування.

Відомі наступні методи вибору власної маси грейфера  $m_{гр}$  по масі зачерпуваного матеріалу: по основній масі грейфера; по методу Робіна; за типом грейфера; по вибору маси екскаваторних грейферів; по методу розрахункових коефіцієнтів.

Впливу власної маси грейфера на зачерпуючу здібність, присвячені роботи М. Н. Берлова, С. Л. Маку, Л. І. Малєєва, О. В. Карського і ін. Раніше цей вплив був досліджений в роботах Пфаля і Німана і ін. [6-9].

Пфаль експериментально вивчав вплив маси одноканатних грейферів, призначених для зачерпування вугілля. Маса грейфера змінювалася збільшенням або зменшенням маси знімних вантажів від 200 до 400 кг

На підставі цих дослідів Пфаль встановив, що із збільшенням маси грейфера і зменшенням розмірів шматків матеріалу кількість захоплюваного вугілля зростає. Проте Пфаль не встановив закономірності у цьому питанні і недостатньо обгрунтований висновок про доцільність збільшення власної маси грейфера майже у всіх випадках.

При дослідженнях радянськими ученими було встановлено, що кількість зачерпуваного матеріалу дійсно залежить від власної маси грейфера, проте маса зачерпуваного матеріалу зростає непропорційно масі вантажів, що збільшують масу грейфера. Крім того, було встановлено вплив розташування мас грейфера на зачерпувальну здібність.

## 2.2 Дослідження процесу гальмування механізму підйому

### 2.2.1 Класифікація приводів колодкових гальм

У підйомно-транспортних механізмах знаходиться застосування велика кількість різноманітних конструкцій двоколодкових гальм, які складаються з важелів і двох колодок, діаметрально розташованих відносно гальмівного шківа і які розмикаються за рахунок важільної системи. Гальмування відбувається в результаті створення сили тертя між гальмівним шківом, пов'язаним з одним з валів механізму, і гальмівними колодками, закріпленими на стійках гальма і далі на основі, встановленої на металоконструкції візка або крану.

В якості розмикаючого пристрою використовуються спеціальні гальмівні елементи: електромагніти, електрогідролічні і електромеханічні штовхальники.

Для колодкових гальм застосовуються головним чином електромагніти типу МП і МО-Б, які відрізняються малим ходом. Вони призначені для встановлення безпосередньо на гальмівній стійці, наприклад, гальм ТКТ. (рис. 2.2)

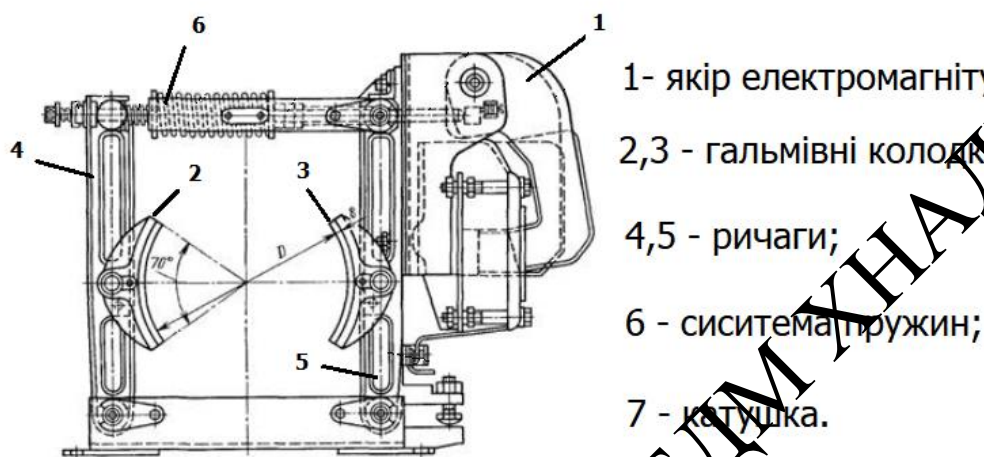


Рисунок 2.2 – Колодкові гальма з приводом від електромагніту

До недоліків гальмівних електромагнітів слід віднести порівняно низьку довговічність; неможливість регулювати швидкість руху ярка.

Враховуючи вказані вище недоліки електромагнітів, все частіше застосовують електрогідролічні і електромеханічні штовхальники. Електрогідролічний штовхальник - це незалежний механізм, що складається з відцентрового насоса, приведенного в дію електродвигуном малої потужності, і поршневої групи, яка сполучається з важільною системою гальма. У цьому пристрої електрична енергія перетворюється в механічну енергію прямолинійно штока штовхальника, який рухається.

Перевагою електрогідролічних штовхальників в порівнянні з електромагнітними є плавна робота пристрою і можливість великої частоти включення. Також слід зазначити простоту в експлуатації та різке зменшення пускових струмів.

Електрогідролічні штовхальники також мають деякі недоліки. Так, наявність робочої рідини в корпусі вимагає забезпечення герметизації. Штовхальники, які випускаються промисловістю, можуть працювати тільки

у вертикальному положенні. Конструкція гальма з приводом від електрогідравлічного штоухальника містить замикаючу пружину, приведена на рисунку. 2.3.

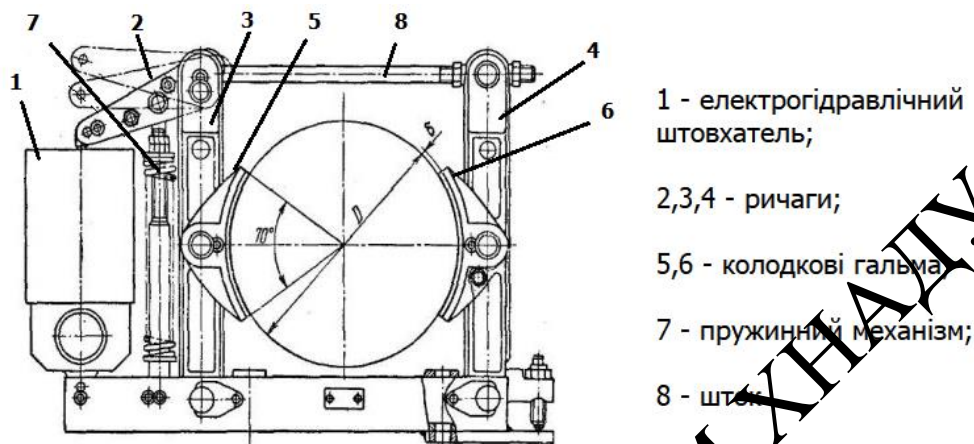


Рисунок 2.3 – Колодкові гальма із електрогідравлічним приводом.

### 2.2.2 Приводи колодкових гальм

У приводах колодкових гальм застосовуються гальмівні електромагніти постійного і змінного струму, а також магнітно-гідравлічні, електрогідравлічні, електромеханічні, гвинтові і відцентрові – штоухальники.

Порівняння власних мас різних типів приводів гальмівних пристроїв (рис.2.4) показує, що електромагніти мають невелику матеріаломісткість. Окрім цього недоліку, гальмівні електромагніти не забезпечують роботу при великій частоті включень, мають високу потужність включення, процес гальмування здійснюється маякоподібно, дуже чутливі до перекосів, мають недостатню довговічність.

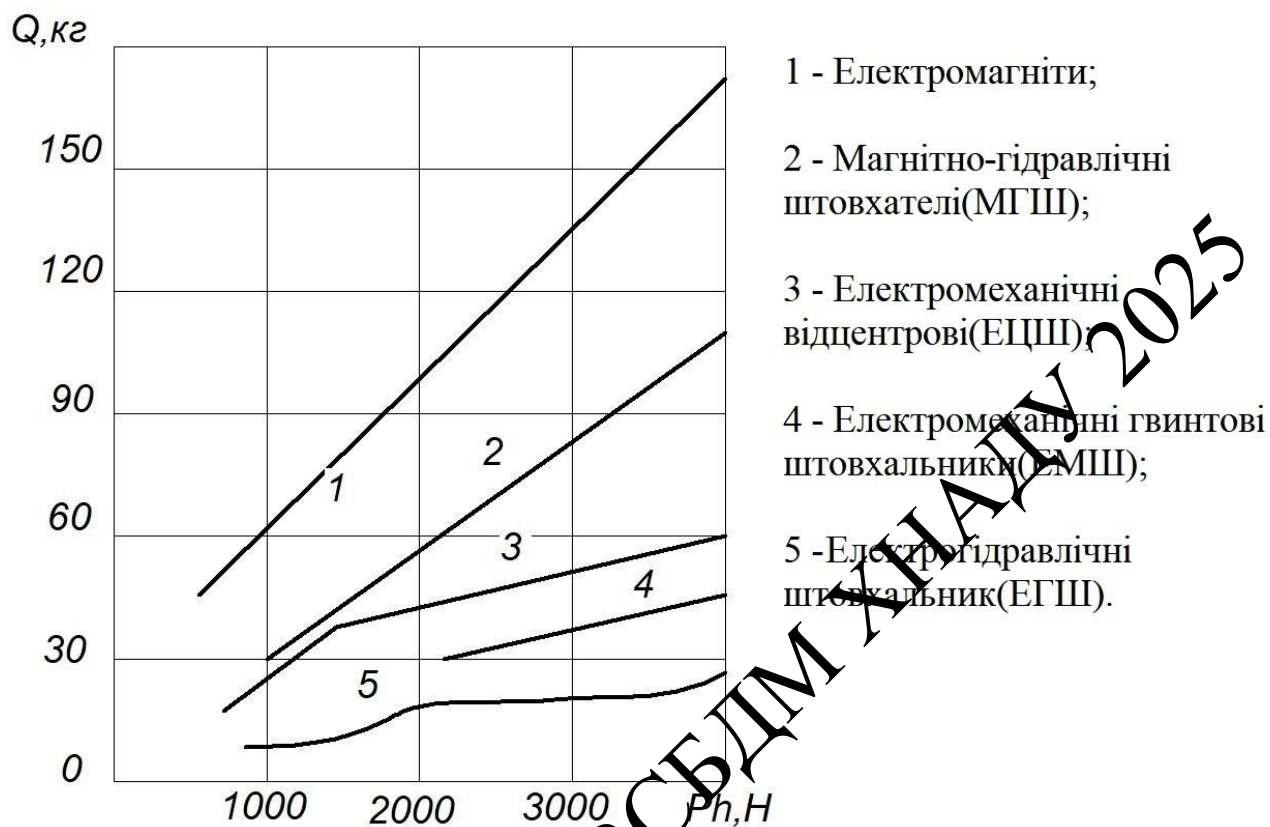


Рисунок 2.4 – Залежність власної маси  $Q$  приводів колодкових гальм від роботи  $Ph$  здійснюваної приводом

Через ці недоліки електромагнітів обумовлено витіснення їх іншими типами приводів.

Час підйому і опускання штока в ЕМШ значно вищий, ніж в ЕГШ і для прискорення і опускання штока потрібний додатковий форсировочний пристрій.

ЕМШ в порівнянні з ЕГШ характеризується жорсткішою роботою. Виготовлення не дозволяє визнати ЕМШ еквівалентним замінником ЕГШ.

Магнітно-гідравлічні штовхальники (МГШ) поєднують переваги електромагнітного і гідравлічного приводів. МГШ відрізняється плавним процесом включення навіть при перевантаженнях, малим значенням часу і, отже, швидким розмиканням гальма, відсутністю деталей, що обертаються, малим зносом частин, що рухаються, а також простотою і надійністю.

Проте МГШ не можуть конкурувати з ЕГШ, оскільки вони у декілька разів важчі ніж ЕГШ, для їх виготовлення потрібно в 2-5 разів більше обмотувальних дротів, споживана потужність в 8-10 разів більше, ніж у ЕГШ.

Порівнюючи між собою ЕЦШ і ЕГШ, слід зауважити, що для ЕГШ характерна незалежність напірного зусилля від положення штока, тоді як для ЕЦШ із стержневому механізмом напірне зусилля змінюється залежно від положення цього механізму, у зв'язку з цим у ЕЦШ не повністю використовується хід штока і величина напірного зусилля. Значною перевагою ЕЦШ з активною масою у вигляді куль і циліндрів перед ЕГШ є можливість зміни напірного зусилля штока заздалегідь заданим законом, оскільки це зусилля задається формою поверхонь, по яких обкатуються активні маси. Максимальне ж значення напірного зусилля у ЕГШ значно вище, ніж у ЕЦШ.

Максимальний хід у ЕЦШ обмежується 50-60 мм, тоді як у ЕГШ він практично не обмежений. Середня швидкість поршня у ЕГШ без застосування регулювальних пристроїв в 4-6 разів підвищує середню швидкість напірного штока ЕЦШ.

Застосування регулювальних пристроїв дозволяє змінювати швидкість у ЕЦШ при абсолютному ході, а у ЕГШ як при зворотньому, так і при робочому ході, при цьому діапазон регулювання у ЕГШ допускає більше ніж 25 - кратна зміна швидкості, що набагато більше, ніж у ЕЦШ.

ЕГШ має ще і ту гідність, що при зворотньому ході поршня осі перетворюються з джерела механічної енергії в демпфер-уповільнювач з регульованою швидкістю виконавчого органу, при чому встановлена швидкість руху в течії усього зворотного ходу залишається практично постійною. Що стосується ЕЦШ, то вони при необхідності зменшення часу зворотного ходу вимагають застосування спеціальних електродвигунів зі вбудованим гальмом.

Трудомісткість виготовлення ЕЦШ на 30-50% більша, ніж у ЕГШ, що обумовлено їх більшою конструктивною складністю. Витрата активних і конструктивних матеріалів, а також електроенергії у ЕЦШ в 1,2-1,3 разу більше.

Проаналізувавши порівняльну оцінку цих варіантів пристроїв, можна зробити висновок, що найбільш перспективним приводом колодкових гальм є електрогідравлічні штовхальники (ЕГШ).

### 2.2.3 Розрахунок колодкових гальм кранів з електрогідравлічним приводом.

Для гальм, вживаних в ПТМ, характерний повторно-короткочасний режим роботи, при якому гальмування періодично змінюється паузою. Об'ємна температура вузла тертя гальма, що встановилася, в режимі повторно-короткочасного гальмування визначається формулою із [8]:

$$v = v_0 + W_{т.п.} \left( \frac{1}{\sigma^1 \cdot A_{вен} \cdot t_{охл}} + \frac{1}{2G \cdot c} \right), \quad (2.1)$$

де  $v_0$  – початкова об'ємна температура вузла тертя;

$W_{т.п.}$  – робота гальмування, яка перейшла в тепло;

$\sigma^1$  – коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі;

$A_{вен}$  – площа відкритої вентильованої поверхні вузла тертя;

$t_{охл}$  – час охолодження (паузи);

$G$  і  $c$  – вага і питома ефективна теплоємність вузла тертя.

Робота гальмування, що перейшла в тепло, характеризується конструктивними особливостями і параметрами режиму роботи механізму і визначається залежністю:

$$W_{т.п.} = \frac{M_T \cdot \pi \cdot n_T}{30} \cdot \tau_T, \quad (2.2)$$

де  $M_T$  – гальмівний момент;

$n_T$  – число обертів за хвилину приводного двигуна механізму  
(гальмівного шківа до початку гальмування);  
 $\tau_T$  – час гальмування.

За рівних умов тертя гальма в режимі повторно-короткочасного гальмування визначається швидкістю початку контактування елементів фрикційної пари, часу гальмування і тривалістю паузи між гальмуваннями. В сучасних ВПК широке застосування отримали колодкові гальма з приводом від електрогідравлічного штовхальника. Для цих гальм характерний значний час спрацьовування  $\tau_T$ , тобто час з моменту відключення приводного двигуна механізму до початку моменту контактування елементів фрикційної пари гальма, згідно формули із [8]:

$$\tau_{cp} = \tau_{сн} + \tau_{внб} + \tau_{ав}, \quad (2.3)$$

де  $\tau_{сн}$  – час спаду напруги, що є для цього типу розміру електрогідравлічного штовхальника постійною величиною;

$\tau_{внб}$  – час, протягом якого колесо відцентрового насоса, яке обертається за інерцією, і ротор двигуна штовхальника в змозі підтримувати під поршнем тиск, що перешкоджає опусканню штока, навантаженого ззовні;

$\tau_{ав}$  – час руху штока вниз, залежне від величини ходу, в'язкості робочої рідини і гідравлічних характеристик проточної частини насоса електрогідравлічного штовхальника (ЕГШ).

Паспортні значення часу спрацьовування гальм з ЕГШ залежно від типорозміру в межах осі 0,2 до 0,8 з, що складає від 10-20% часу гальмування

$\tau_T$  для механізмів пересування і повороту і до 50-100% для механізмів підйому вантажу. З цієї причини в процесі гальмування механізму слід розрізняти два періоди (рис. 2.6). У перший період (за час  $\tau_{cp}$ ) відбувається

зміна швидкості обертання гальмівного шківа під дією моменту опору за

відсутності як моменту  $\mu_d$  від приводного двигуна механізму, так і гальмівного моменту  $\mu_T$ , який рухається; при цьому в механізмі підйому вантажу швидкість обертання гальмівного шківа зменшується при гальмуванні вантажу (рис. 2.5, а), що піднімається, і збільшується при гальмуванні вантажу (рис. 2.5, б), що опускається, а в механізмах пересування і повороту тільки зменшується (рис. 2.5, в). У другий період (за час  $\tau_T$ ) відбувається контактування елементів фрикційної пари гальма з інтенсивним зниженням швидкості під дією гальмівного моменту  $M_T$ .

В реальних умовах експлуатації колодкових гальм кранів з ЕГШ контактування елементів вузла тертя гальма починається не при номінальній швидкості  $n_0$  робочого руху, а при, відмінній від номінальної, швидкості  $n_T$ .

Оцінимо кількісно зміну швидкості обертання гальмівного шківа механізму підйому вантажу за час  $\tau_{cp}$  спрацювання гальма.

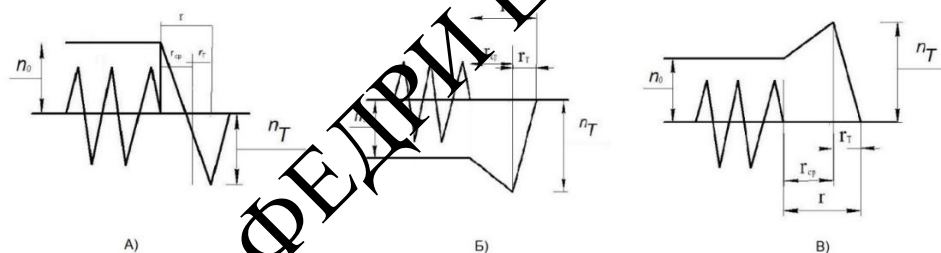


Рисунок 2.5 – Зміна швидкості обертання гальмівного шківа.

В результаті математичних обчислень отримано наступне вираження взяте по прикладу із [8], для швидкості початку контактування елементів вузла тертя гальма механізму підйому вантажу.

$$n_T = n_0 \pm \frac{187,5 \cdot S_6 \cdot D_6 \cdot k \cdot \tau_{cp}}{\Sigma m D_{np}^2 \cdot \eta_6 \cdot \eta_0 \cdot i_0}, \quad (2.4)$$

де  $S_6$  – зусилля каната, закріпленого на барабані механізму підйому;

$D_6$  – діаметр барабана механізму підйому;

$k$  – число гілок каната, закріпленого на барабані;

$\Sigma m D_{\text{пр}}^2$  – сумарний інерційний момент механізму, приведений до гальмівного валу;

$\eta_6$  – ККД, який враховує втрати в опорах валу барабана, а також втрати, які викликаються жорсткістю каната;

$\eta_0, i_0$  – загальні передатне число механізму і загальний ККД механізму.

Зусилля каната  $S_6$  залежить від напрямку обертання гальмівного шківів:

- при підйомі вантажу

$$S_6 = \frac{Q}{R} \cdot \frac{1 - \eta_{6л}}{(1 - \eta_{6л}^m) \cdot \eta_{6л}^m}, \quad (2.5)$$

- при опусканні вантажу

$$S_6 = \frac{Q}{R} \cdot \frac{\eta_{6л}^{m-1} - \eta_{6л}^m}{1 - \eta_{6л}^m}, \quad (2.6)$$

де  $Q$  – вага вантажу;

$\eta_{6л}$  – ККД кожного блока поліспасти;

$m$  – кратність поліспасти;

Сумарною приведений крутневий момент  $\Sigma m D_{\text{пр}}^2$  також залежить від напрямку обертання гальмівного шківів, гальмування при підйомі або спуску.

Позначивши  $\frac{187,5 \cdot S_6 \cdot D_6 \cdot k \cdot \tau_{\text{ср}}}{\Sigma m D_{\text{пр}}^2 \cdot \eta_6 \cdot \eta_0 \cdot i_0} = \Delta n_0$  можна записати:

$$W_T = \frac{\pi \cdot M_T}{30} \cdot (n_0 \pm \Delta n_0) \cdot \tau_T^0, \quad (2.7)$$

$$\text{Де } \tau_T^0 = \frac{\Sigma m D_{\text{пр}}^2 \cdot (n_0 \pm \Delta n_0)}{375 \cdot (M_T \pm M_c)} \quad (2.8)$$

$M_c$  – момент опору, який може виражений через початкові параметри механізму

$$M_c = \frac{S_{\delta} \cdot D_{\delta} \cdot k}{2 \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_0 \cdot i_0} \quad (2.9)$$

Вираження для об'ємної температури вузла тертя гальма механізму підйому вантажу в повторно-короткочасному режимі роботи записуємо у вигляді:

$$v = v_0 + \left\{ \left[ n_0 \pm \frac{187,5 \cdot S_{\delta} \cdot D_{\delta} \cdot k \cdot \tau_{\text{ср}} \cdot (i_0 \pm i_{\text{сп}})}{\Sigma m D_{\text{пр}}^2 \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_0 \cdot i_0} \right] \cdot \left( \frac{1}{\sigma^1 \cdot A_{\text{вен}} \cdot t_{\text{охл}}} + \frac{1}{2G \cdot c} \right) \right\} \quad (2.10)$$

Як приклад приведемо порівняльний розрахунок об'ємної температури вузла тертя гальма механізму підйому вантажу козлового електричного крану вантажопідйомністю  $Q = 10$  т.

Початкові дані:

$Q = 10$  т; група режиму роботи – А6 (ПВ = 25%);  $n_0 = 720^{\text{об}}/\text{хв}$ ;  
 $D_{\delta} = 630$  мм;  $k = 2$ ;  $m = 4$ ;  $\Sigma m D_{\text{пр}}^2 = 7,5$  кг·м<sup>2</sup> (при підйомі);  $\Sigma m D_{\text{пр}}^2 = 8,5$  кг·м<sup>2</sup> (при спусканні вантажу);  $\eta_{\delta} = 0,98$ ;  $\eta_0 = 0,86$ ;  
 $i_0 = 31,5$ ; гальма типу ТКТГ-300М; для якого  $\tau_{\text{ср}} = 0,35$  с;  $M_T = 60$  Н·м.

В результаті розрахунку отримано:

При підйомі вантажу –  $n_T = 265^{\text{об}}/\text{хв}$ ;  $\tau_T = 0,063$  с;

$W_{\text{т.п.}} = 1040$  Н·м;

При спусканні вантажу –  $n_T = 1175^{об}/_{ХВ}$ ;  $\tau_T = 1,207с$ ;

$$W_{Т.п.} = 89140 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Без урахування зміни швидкості обертання гальмівного шківів, отримано:

При підйомі вантажу –  $n_T = n_0 = 720^{об}/_{ХВ}$ ;  $\tau_T = 0,174с$ ;

$$W_{Т.п.} = 7870 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

При спусканні вантажу –  $n_T = n_0 = 720^{об}/_{ХВ}$ ;

$$\tau_T = 0,74с; W_{Т.п.} = 33410 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Порівняння розрахункових значень об'ємної температури вузла тертя гальма, яка встановилася, отриманих з урахуванням  $\Delta n_0$  і без нього, для нашого прикладу може бути охарактеризовано порівнянням відповідних розрахункових значень роботи гальмування, яке конвертується в тепло:

$$\frac{1640+89140}{7870+33410} = 2,18$$

Пропонований метод теплового розрахунку істотно впливає на визначення температури тертя вузлів гальм.

### 3 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

#### 3.1. Розрахунок механізму підйому

Таблиця 3.1 Вихідні дані

Найменування показника	Розмірність	Величина
Вантажопідйомність на захопленні: у прольоті на консолі	т	10
Маса гідравлічного захоплення для лесосклада масою бруто 10т	кг	2190
Номінальна швидкість підйому вантажу	м/с	0,253
Число поліспаствів:		3
Кратність поліспаствів:		3
Коефіцієнт корисної дії механізму		0,89
Режим роботи механізму при перевантаженні лісоматеріалів масою 10 т		M5
Режим роботи електроустановки при перевантаженні всіх типорозмірів лісоматеріалів		M5
Число двигунів:		1

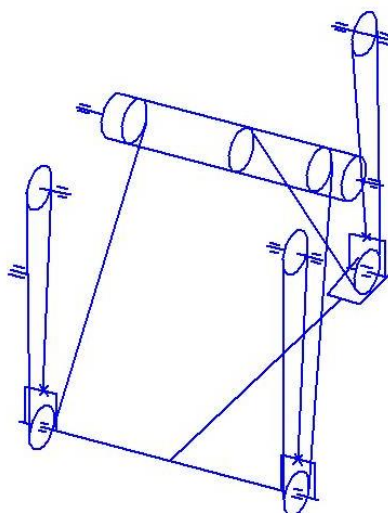


Рисунок 3.1 - Конструкція поліспаствів

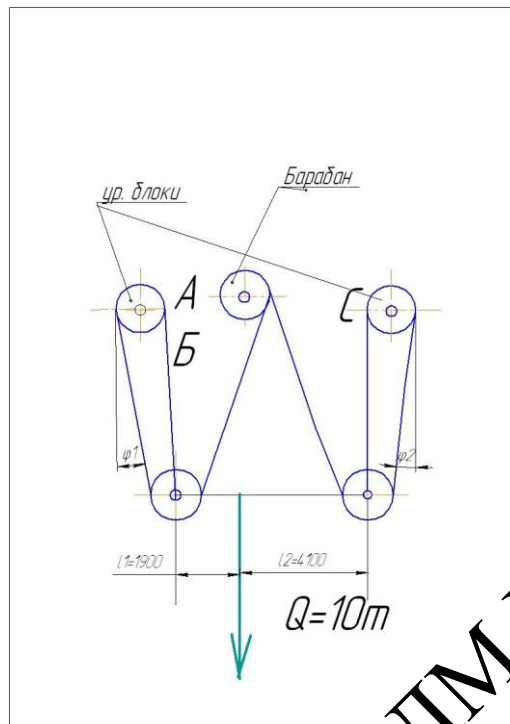


Рисунок 3.2 - Приєднання поліспастів до підвіски

### 3.1.1 Вибір канату

Визначаємо навантаження на поліспасти

Навантаження на поліспасти визначаються з урахуванням зсуву центра ваги вантажу на траверсі (довжини плечей траверси ставляться як 1/2).

Навантаження на кожен поліспаст (А, В, С) від захоплення й лісоматеріалів при перевантаженні лісоматеріалів масою 10т.

$$P_p = \frac{Q + Q_p}{n} = g \cdot \frac{100000 + 500}{3} = 35000H, \quad (3.1)$$

де \$Q\$- вантажопідйомність крана в кг;

\$n\$- кількість поліспастів на які підвішена вантажна підвіска.

\$Q\_p\$ – маса підвіски, кг

Зусилля натягу в канаті.

$$S_{\max} = \frac{g \cdot (Q + Q_p)}{m \cdot \eta \cdot \cos \varphi} = \frac{g \cdot (10000 + 500)}{9 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 12025 \text{ Н}, \quad (3.2)$$

де  $m$  - кількість галузей поліспаствів, на яких підвішений вантаж;

$\eta$  - к.п.д. поліспаства.

Вибір каната виробляється по розривному зусиллю [12].

$$F_0 \geq Z_p \cdot S_{\max} = 4,5 \cdot 12025 = 54112 \text{ Н}$$

де  $Z_p$  - мінімальний коефіцієнт запасу міцності.

Для групи класифікації М5  $Z_p = 4,5$ . [12];

Вибираємо канат діаметром 11,5 мм, ЛК-О 6x19 за ДСТУ 3077-80  $F_0 = 66150 \text{ Н}$ .

### 3.1.2 Визначення розмірів барабана й блоків

Діаметр барабана визначається по формулі [12]:

$$D_0 \geq d_k \cdot h \quad (3.3)$$

де  $D_0$  – діаметр барабана по середній лінії навитого каната;

$d_k$  – діаметр каната;

$h$  – коефіцієнт, що залежить від типу піднімального пристрою і режиму роботи.

Для групи класифікації М5  $h = 18$  [3].

$$D_0 \geq 11,5 \cdot 18 = 207 \text{ мм}.$$

З міркувань раціональності конструкції механізму підйому приймаємо діаметр барабана по дну канавки 0,52 м,  $D_0 = 0,52 \text{ м} = 520 \text{ мм}$



$$Z = \frac{H \cdot a}{\pi \cdot D_0} + z_0 = \frac{14 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,52} + 1,5 = 26 .$$

Приймаємо  $Z = 26$

$$L_0 = 2,6 \cdot 0,014 = 0,364 \text{ м}$$

$$L_1 = 2,5 \cdot 0,014 = 0,035 \text{ м}$$

$$L_3 = 0,06 \text{ м}$$

$$L = 3 \cdot 0,364 + 3 \cdot 0,035 + 0,06 = 1,257 \text{ м.}$$

З конструктивних міркувань загальна довжина барабана прийнята 1,35 м.

### 3.1.3 Визначення кутів відхилення каната на блоках і барабанах

Припустимий кут відхилення каната від середньої площини блоку поліспасти обмежується величиною [2]:

$$\operatorname{tg}[\gamma] = 2 \cdot K \cdot \operatorname{tg}^2 \beta \cdot \frac{d_k}{D_{\text{бл}}} = 2 \cdot 2 \cdot 0,384 \cdot \frac{0,02}{0,62} = 0,0495, \quad (3.6)$$

де  $[\gamma]$  – припустимий кут відхилення каната  $[\gamma] = 2,8^\circ$ ;

$2\beta = 42^\circ$  – кут розчину струмка блоку;

$d_k$  – діаметр каната;

$D_{\text{бл}}$  – діаметр блоку;

$D_0 = 2$  – коефіцієнт залежний від изгибной твердості каната [2].

Припустимі кути відхилення каната від нормалі до осі барабана (рис. 3.1) визначаються по формулах [4]:

$$[\gamma_1] = \alpha_1 + \varepsilon, \quad [\gamma_2] = \alpha_2 - \varepsilon$$

Величина кута відхилення каната убік порожньої канавки  $\alpha_1$ , визначається по формулах:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot (r - 0,5 \cdot d_k)}{D_0} \cdot (1 - b)},$$

де  $r$  - радіус профілю канавки барабана.

$$b = \frac{h}{2 \cdot (r + r_1)},$$

де  $h$  - глибина канавки барабана;

$r_1$  - радіус закруглення гребеня канавки.

$$b = \frac{0,006}{2 \cdot (0,011 + 0,0025)} = 0,222,$$
$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot (0,011 - 0,5 \cdot 0,02)}{0,52} \cdot (1 - 0,222)} = 0,0547. \quad (3.7)$$

Кут підйому осі канавки на барабані:

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{0,023}{\pi \cdot 0,52} = \operatorname{arctg} \frac{0,023}{3,14 \cdot 0,52} = 0,8^\circ$$

Придельное значення кута  $\alpha_2$  убік заповненої канавки визначається [4]:

$$\alpha_1 = 3,1^\circ, [\gamma_1] = 2,1 + 0,8 = 3,9^\circ, \alpha_2 = 3^\circ, [\gamma_2] = 3 - 0,8 = 2,2^\circ.$$

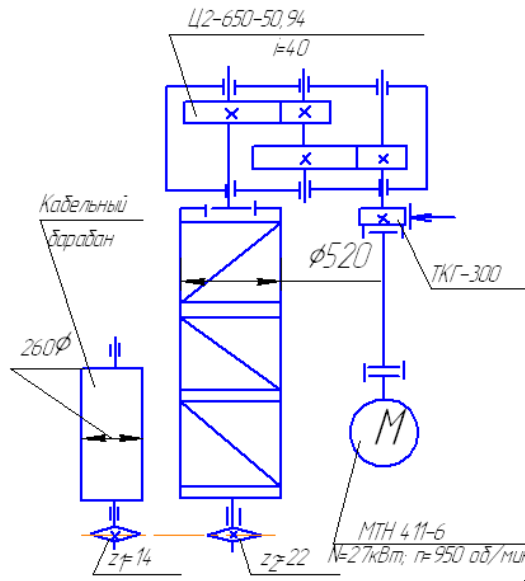
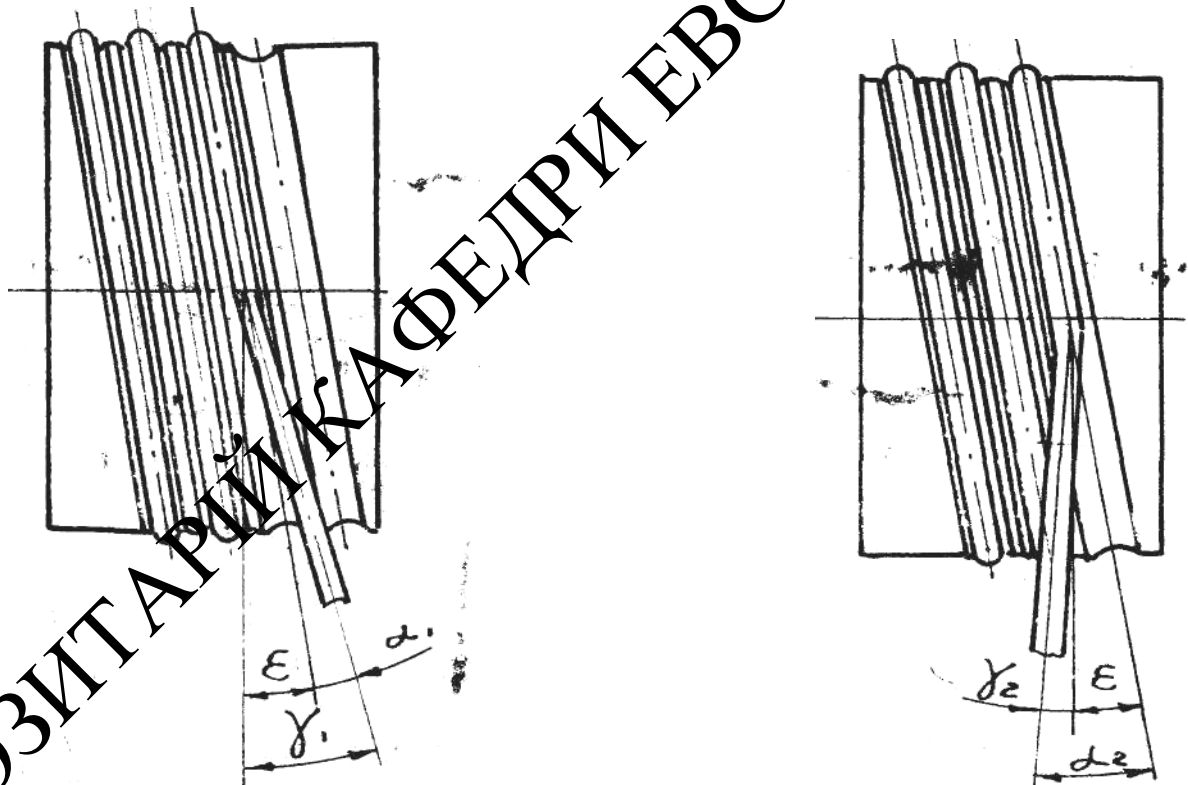


Рисунок 3.4 - Кінематична схема механізму підйому



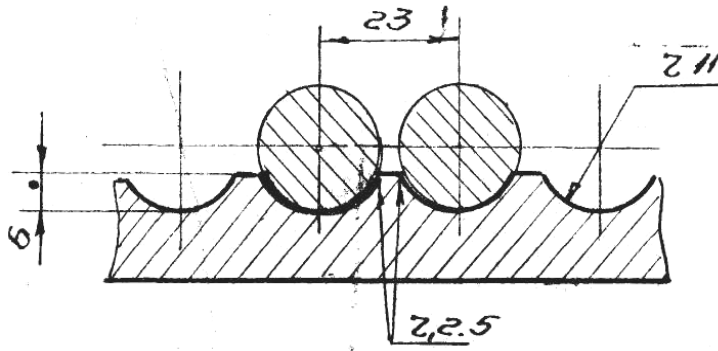


Рисунок 3.5 – Кути відхилення каната від середньої площини барабана й профіль нарізки барабана

Розрахунок числа накладок для кріплення каната на барабані.  
Розрахунковий натяг у канаті [19]:

$$S_0 = \frac{S}{e^{\mu\alpha}} = \frac{12023}{2.7183^{0.16 \cdot 43.14}} = \frac{12023}{7.46} = 1611H, \quad (3.8)$$

Диаметр каната $d_k$	Накладка				Шпилька АІ ОСТ 20001-38
	a	b	c	S	
4,8	20	20	6	7	M6 × 16
5,2	25	25	8	8	M8 × 20
8,7	35	35	10	11	M10 × 25
11,0	40	40	12	13	M12 × 30
13,0	45	45	16	15	M16 × 35
15,0	50	50	18	17	M16 × 40
19,5	70	55	20	22	M20 × 50
24,0	80	60	25	27	M24 × 60
28,0	90	65	30	31	M24 × 70
34,5	120	90	35	38	M30 × 80
39,0	180	100	40	42	M36 × 100

Рисунок 3.6 - Вузол кріплення каната до барабана

де S – натяг у канаті при перевантаженні лісоматеріалів;

$\mu = 0,16$  – коефіцієнт тертя між канатом і поверхнею барабана;

$\alpha = 4\pi$  – кут обхвату барабана запасними витками.

Необхідна сила затиску каната між планкою й барабаном [4]:

$$P = \frac{S_0}{f_1 + f_2} = \frac{1611}{0,1 + 0,13} = 7004 \text{ Н}, \quad (3.9)$$

$$f_2 = \frac{f_1}{\sin \beta + f_1 \cdot \cos \beta} = \frac{0,12}{0,7 + 0,12 \cdot 0,7} = 0,13,$$

де  $\beta$  – кут нахилу стінок вирізу кріпильної планки;

$f_1$  – коефіцієнт тертя між барабаном і канатом;

$f_2$  – наведений коефіцієнт тертя між канатом і планкою.

У випадку виконання вирізу по радіусі, більшому, ніж радіус каната:

$$\beta = 45^\circ, \quad \cos \beta = 0,7, \quad \sin \beta = 0,7.$$

Напруга в шпильці (з урахуванням вигину):

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{1,3 \cdot P}{Z \cdot \pi \cdot r^2} + \frac{M}{0,1 \cdot d^3 \cdot Z} = \frac{1,3 \cdot 7004}{3 \cdot \pi \cdot 0,007^2} + \frac{129}{0,1 \cdot d^3 \cdot 3} = 176 \text{ МПа},$$

де  $M$  – згинальний момент у шпильці  $M = S_0 \cdot l = 1611 \cdot 0,022 = 35 \text{ Нм}$ ;

$Z$  – число шпильок М20;

$d$  – внутрішній діаметр різьблення.

де  $l$  – плече додатка натягу  $S_0$  до шпильки, рівне відстані від середини закладення шпильки в барані до осі каната (рис. 3.2).

Для шпильок класу міцності 6.6.  $\sigma_T = 353.2 \text{ МПа}$  (за ДСТ 1759-70).

Запас міцності стосовно границі текучості:

$$n = \frac{353.2}{176} = 2.$$

### 3.1.4 Вибір електродвигуна

Статична потужність двигуна:

$$N_{CT} = (G_{ГР} + G_{ЗАХ}) \cdot V \cdot \frac{1}{1000 \cdot \eta_0} = (100000 + 5000) \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{1000 \cdot 0,89} = 24,4 \text{ кВт}, (2.10)$$

де  $G_{ГР}$  – вага вантажу;

$G_{ЗАХ}$  – вага захоплення;

$V$  - номінальна швидкість підйому;

$\eta_0$  - загальне к. п. буд. механізму.

$$\eta_0 = \eta_{з.м}^2 \cdot \eta_P \cdot \eta_6 \cdot \eta_{ПОЛ} = 0,99^2 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,89, \quad (3.11)$$

де  $\eta_{з.м} = 0,99$  – к. п. буд. зубчасті муфти;

$\eta_P = 0,96$  – к. п. буд. редуктора;

$\eta_6 = 0,97$  – к. п. буд. барабана;

$\eta_0 = 0,97$  – к. п. буд. поліспасти.

Обираємо двигун МТН 411-6,  $N = 27$  кВт;  $n = 950$  об/хв при ПВ = 25%,

$$M_{\max} = 638 \text{ Нм}; \quad I = 0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

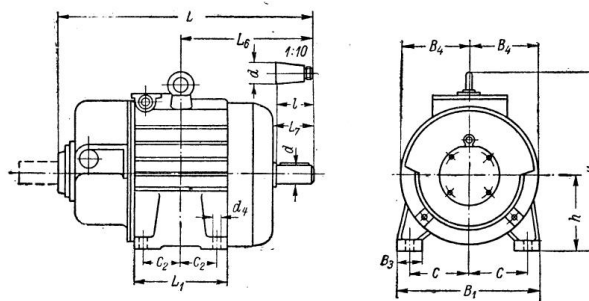


Рисунок 3.7 - Електродвигун МТН 411-6

При швидкості підйому  $V=0,2$  м/с, частота обертання барабана складе:

$$n_b = \frac{V \cdot a}{\pi \cdot D_b} = \frac{0,2 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,52} = 0,36 \text{ об/с.} \quad (3.12)$$

Передаточне число редуктора:

$$U_p = \frac{n}{60 \cdot n_b} = \frac{950}{60 \cdot 0,36} = 43,98. \quad (3.13)$$

### 3.1.5 Вибір редукторів

Попередньо обраємо редуктор Ц2-650;  $u = 50,94$ .

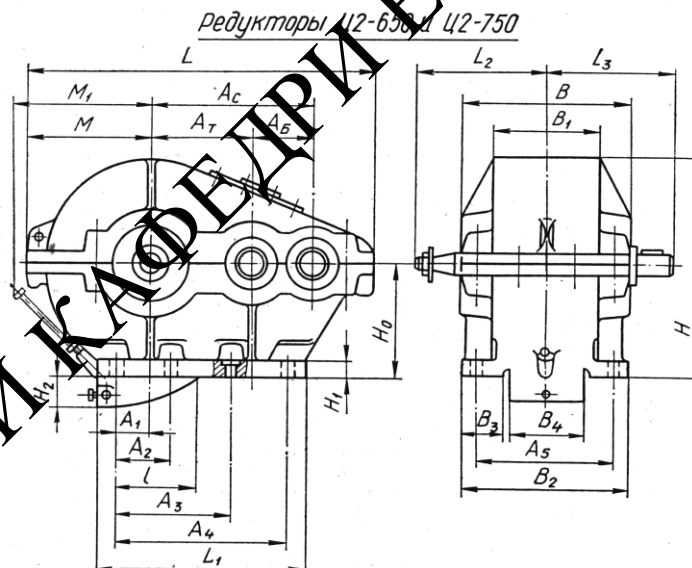


Рисунок 3.8 - Редуктор Ц2-650

Статичний момент на валу двигуна при підйомі:

$$M_{ст} = \frac{(G_{ГР} + G_{ЗАХ}) \cdot D_б}{2 \cdot a \cdot i_p \cdot \eta_0} = \frac{(100000 + 5000) \cdot 0,52}{2 \cdot 3 \cdot 50,94 \cdot 0,89} = 384 \text{ Нм.} \quad (3.14)$$

Фактичну швидкість підйому визначаємо:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{\phi} \cdot n}{a \cdot i_p} = \frac{3,14 \cdot 0,52 \cdot 950}{3 \cdot 50,94 \cdot 60} = 0,17 \text{ м/с.}$$

Номінальний момент двигуна при ПВ = 25 %

$$M_H = 9550 \cdot \frac{N}{n} = 9550 \cdot \frac{27}{950} = 271 \text{ Нм.} \quad (3.15)$$

Вибір муфти

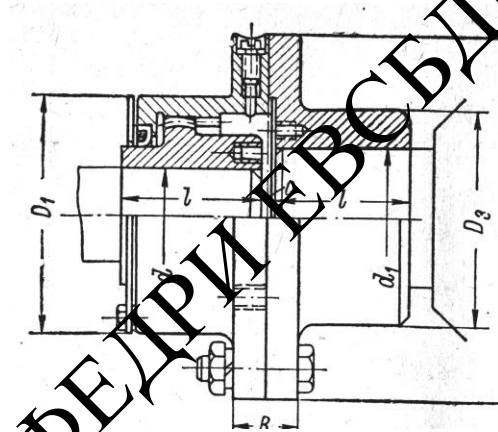


Рисунок 3.9 - Муфта зубчаста МЗП (напівмуфта з боку електро двигуна)

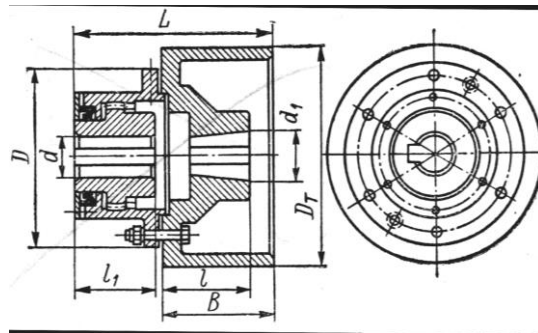


Рисунок 3.10 - Муфта зубчаста (напівмуфта з боку редуктора)

Перевірку двигуна за часом пуску  $t$ , с, при підйомі грузу виконуємо по формулі [9]:

$$t_{II} = \frac{1,2 \cdot (J_p + J_m) \cdot n + 91 \cdot Q_0 \cdot V^2 / (n \cdot \eta_o)}{9,55 [M_{cp}^n - G_0 \cdot D / (2 \cdot m \cdot u \eta_o)]} =$$

$$= \frac{1,2 \cdot 0,75 \cdot 950 + 91 \cdot 10500 \cdot 0,17^2 / 950 \cdot 0,89}{9,55 [0,9 \cdot 271 - 105000 \cdot 0,52 / (2 \cdot 3 \cdot 950 \cdot 0,89)]} = 0,41c \quad (3.16)$$

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

$J_m=0,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – момент інерції муфти з гальмовим шківом;

$n=955 \text{ м}^{-1}$  частота обертання ротора двигуна;

$Q_0= 10500 \text{ кг}$  – маса вантажу й підвіски;

$V=$  фактична швидкість підйому вантажу

$\eta=0,89$  загальне к.п.д. механізму;

$M_{cp}^n = \psi \cdot M_n$  - середній пусковий момент двигуна, Н· м;

$$G_0 = g \cdot Q_0 = 9,81 \cdot 10500 = 105000 \text{ Н};$$

$D=0,520 \text{ м}$  - діаметр барабана;

$M_n=270 \text{ Нм}$ ;

$u=950 \text{ м}^{-1}$  – частота обертання ротора двигуна

$m=3$  кратність поліспаста

### 3.1.6 Вибір гальма

Гальмовий момент [2]:

$$M_T = [K] \cdot M_{ст.с.} = 1,5 \cdot 189 = 283,5 \text{ Нм},$$

де  $[K] = 1,5$ - коефіцієнт запасу гальмування [9];

$M_{ст.с.}$  – статичний момент на гальмовому валу.

$$M_{ст.с.} = \frac{G_0 \cdot D_0 \cdot \eta_{max}}{2 \cdot u \cdot m} = \frac{105000 \cdot 0,52 \cdot 0,95}{2 \cdot 3 \cdot 50,94} = 189 \text{ Нм} \quad (3.17)$$

де  $\eta_{\max}$  - найбільше к. п. д. механізму.

На приводі встановлене гальмо ТКГ 200 ,  $M_T = 300 \text{ Нм}$ .

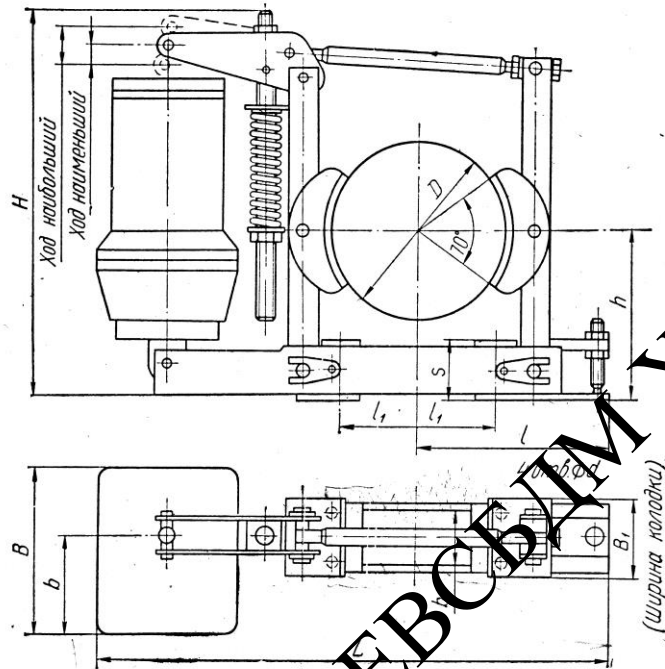


Рисунок 2.1. Гальмо ТКГ

Фактичний запас гальмування:

$$K = \frac{M_T}{M_{ст.с}} = \frac{300}{189} = 1,5$$

що відповідає вимогам Правил [12].

Час гальмування при спуску

$$t_{II} = \frac{1,2 \cdot (J_p + J_m) \cdot n + 91 \cdot Q_0 \cdot V^2 \cdot \eta_0 / n}{9,55 [M_T - G_0 \cdot D \cdot \eta_0 / (2 \cdot m \cdot u)]} =$$

$$= \frac{1,2 \cdot 0,75 \cdot 950 + 91 \cdot 10500 \cdot 0,17^2 \cdot 0,89 / 950}{9,55 [270 - 105000 \cdot 0,52 \cdot 0,89 / (2 \cdot 3 \cdot 950)]} = 0,6 \text{ с.} \quad (3.18)$$

Таблиця 3.2 Технічна характеристика механізму

Елементи механізму та найменування його показників		Розмірність	Величина
Електро-двигун	Потужність при ПВ 40%		МТН 411-6
	Частота обертання	кВт об/хв	27 950
Редуктор	Тип		Ц2-650
	Передаточне число		50,94
Гальмо	Тип		ТКГ-300
	Гальмовий момент	Нм	283,5
Барaban	Діаметр по дну канавки	м	0,5
	Крок нарізки	м	0,023
Канат	Тип		11,5-ЛК-0 6x19
	Розривне зусилля	кН	66,15
Блок	Діаметр по дну канавки	м	0,6

## 3.2 Розрахунок механізму пересування вантажного візка

Таблиця 3.3. Вихідні дані механізму пересування вантажного візка

Найменування показника	Розмірність	Величина
Вантажопідйомність (з урахуванням гідравлічного захоплення) у прольоті на консолі	т	10т 7т
Маса гідравлічного захоплення для лісоматеріалів масою бруто 12,5 т	кг	2190
Маса вантажного візка з кабіною керування	кг	18000
Маса кабіни керування	кг	1000
Маса підвіски кабіни керування	кг	1000
Маса апаратної кабіни з електроустаткуванням	кг	2100
Маса візка в зборі з ходовими колісьми		

	кг	1800
Швидкість пересування	м/с	0,73
Число ходових коліс вантажного візка	-	4
Число приводних коліс вантажного візка	-	2
Коефіцієнт корисної дії механізму		0,92
Число двигунів		2
Режим роботи механізму при перевантаженні		М5
Режим роботи електроустаткування при перевантаженні всіх типорозмірів лісоматеріалів		М5 (ІВ=25%)

### 3.2.1 Вибір кінематичної схеми

На рис. 3.12 представлена кінематична схема механізму пересування візка.

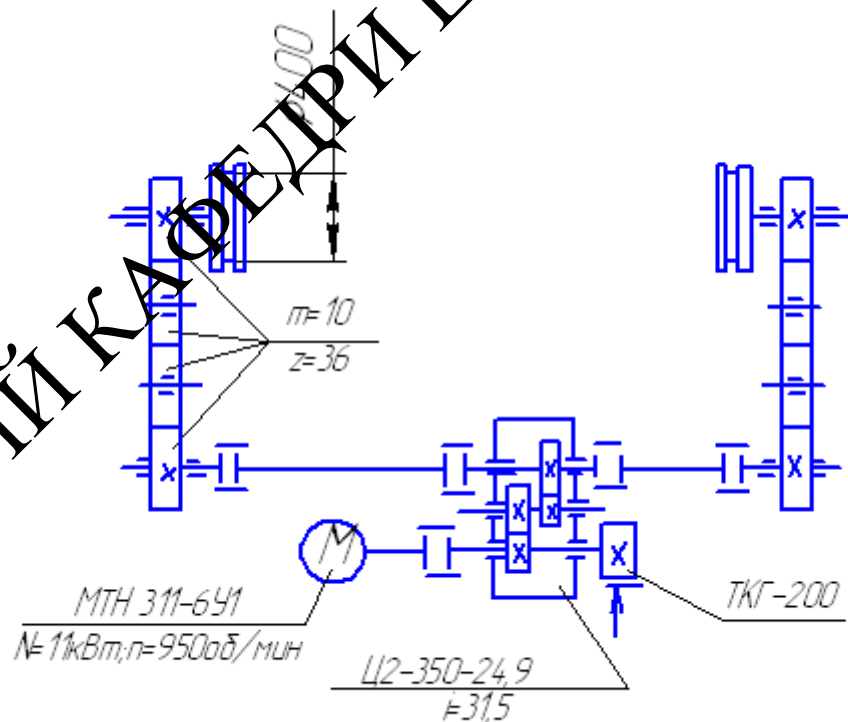


Рисунок 3.12 - Кінематична схема механізму пересування візка

### 3.2.2 Визначення повного статичного опору пересуванню

Повний статичний опір пересуванню [2]:

$$W = K_p \cdot W_T + W_{yK} + W_B, \quad (3.19)$$

де  $W_T$  - опір тертя без обліку тертя реборд і торців маточин;

$K_p$  - коефіцієнт, що враховує додатковий опір від тертя реборд торців маточин;

$W_{yK}$  - опір від ухилу подтележечных шляхів;

$W_B$  - опір від дії вітрового навантаження.

Опір від сил тертя (у загальному випадку) [2]:

$$K_p \cdot W_T = (G_{ГР} + G_{мет}) \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_{x.k.}} \cdot K_p, \quad (3.20)$$

де  $G_{ГР} = 100000 + 5000$  – вага вантажу із гравесою Н;

$G_{мет} = 180000$  - вага вантажного візка Н;

$\mu$  - плече тертя катання;

$f = 0,015$  - коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса;

$d$  - діаметр підшипників (для підшипників кочення умовно приймається рівним діаметру вала);

$D_{x.k.} = 0,4$  - діаметр ходового колеса м.

$\mu = 0,0006$  м;

$d = 0,11$  м;

$K_p = 2$ ;

$D_{x.k.} = 0,4$  м.

Опір від тертя (візок з лісоматеріалами масою 10 т):

$$K_p \cdot W_{T3} = (105000 + 180000) \cdot \frac{2 \cdot 0,0006 + 0,11 \cdot 0,015}{0,4} \cdot 2 = 4061H$$

Опір від ухилу подтележечных шляхів обчислюємо в цьому ж порядку розрахункових випадків.

У загальному випадку [2] :

$$W_{VK} = \alpha \cdot (G_{cp} + G_{TEL}) = 0,002 \cdot 285000 = 570H, \quad (3.21)$$

де  $\alpha = 0,002$  - ухил подтележечных шляхів [2].

Опір від вітрового навантаження обчислюємо в тому ж порядку розрахункових випадків.

**Розподілене вітрове навантаження  $P$**  на одиницю розрахункової площі елемента конструкції або вантажу визначаємо по формулі [17]:

$$P = q \cdot k \cdot c \cdot n, \quad (3.22)$$

де  $q$  - динамічний тиск вітру;

$k$  - коефіцієнт, що враховує зміна динамічного тиску по висоті;

$c$  - коефіцієнт аеродинамічної сили;

$n$  - коефіцієнт перевантаження.

$$q = 125 \sqrt{v}$$

$k = 1$  - для висоти над поверхнею землі до 10 м [8];

$k = 1,2$  - для висоти над поверхнею землі до 20 м [8].

Для вантажного візка, захоплення й вантажу  $c = 1,2$  [8].

$$n = 1$$

Статичну складову вітрового навантаження обчислюємо по формулі [8]:

$$W_B = P \cdot A,$$

де  $A$  - розрахункова площа елемента конструкції або вантажу.

У зв'язку з тим, що при верхнім положенні контейнерного захоплення частково затінюється кабіна керування, а частина захоплення, розташована в зоні вище 10 м не велика, у якості розрахункового приймаємо положення захоплення в зоні нижче 10 м (кабіна керування при цьому не затінюється). Розрахункова площа захоплення для лісоматеріалів масою 10т становить 8,6 м<sup>2</sup>.

Для вантажного візка:

- на висоті до 14 м при перевантаженні лісоматеріалів масою 10т

$$A_{10} = 15,7 + 8,6 = 24,3 \text{ м}^2$$

- на висоті до 14 м з порожнім захопленням для лісоматеріалів масою 10т.

$$A_{10} = 8,6 \text{ м}^2.$$

Розрахункова площа вантажного візка на висоті від 10 м до 20 м умовно обчислюємо з урахуванням коефіцієнта аеродинамічної сили (коефіцієнта лобового опору).

Згідно [8] сумарний коефіцієнт лобового опору для апаратних кабін, що частково затінюють один одного, визначається по формулі:

$$C_x = C_x \cdot [1 + \eta \cdot (i - 1)],$$

де  $C_x$  - коефіцієнт лобового опору однієї апаратної кабіни;

$\eta$  - коефіцієнт, що враховує аеродинамічне затемнення конструкції;

$i=2$  – число апаратних кабін.

Згідно [17] значення  $\eta$  залежить від відношення  $\frac{S}{h}$ ,

де  $h$  - висота апаратної kabіни, а  $S$  - відстань між апаратними kabінами у світлі.

$$\text{При } \frac{S}{h} = \frac{4,2}{2,1} = 2, \quad \eta = 0,3,$$

$$C'_x = 1,2 \cdot [1 + 0,3 \cdot (2 - 1)] = 1,2 \cdot 1,3 = 1,56.$$

Розрахункова площа підвіски kabіни керування становить  $4 \text{ м}^2$ .

$$A_{20} = 1,2 \cdot 4 + 1,2 \cdot 4 + 1,2 \cdot 6,7 + 1,56 \cdot 17,6 + 1,2 \cdot 4,2 = 50,1 \text{ м}^2,$$

$$W_{B1} = W_{B3} = 125 \cdot 1,2 \cdot 24,3 + 125 \cdot 1,25 \cdot 50,1 = 11473 \text{ Н},$$

$$W_{B4} = 125 \cdot 1,2 \cdot 8,6 + 125 \cdot 1,25 \cdot 50,1 = 9118 \text{ Н}.$$

Повний статичний опір пересуванню в зазначеному порядку розрахункових випадків:

$$W = 4061 + 570 + 0,6 \cdot 11473 = 11514 \text{ Н}.$$

### 3.2.3 Вибір електродвигуна

Статична потужність двигуна

$$N_{CT} = W \cdot V \cdot \frac{1}{1000 \cdot \eta_0}, \quad (3.23)$$

$$W = K_p \cdot W_T + W_{YK} + W_B$$

де  $V = 0,9 \text{ м/с}$  - номінальна швидкість пересування вантажного візка.

$$\eta_0 \leq 0,92.$$

При перевантаженні лісоматеріалів масою  $10 \text{ т}$

$$N_{CT} = 11513 \cdot 0,73 \cdot \frac{1}{0,92 \cdot 1000} = 9,13 \text{ кВт}.$$

По отриманій потужності вибираємо двигун МТФ-311-6, при групі класифікації механізму М5  $N = 11$  кВт; частота обертання ротора  $950 \text{ м}^{-1}$ ; момент інерції ротора  $0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Частота обертання ходового колеса:

$$n = \frac{V}{\pi D} = \frac{0,73}{3,14 \cdot 0,4} = 0,58 \text{ с}^{-1}. \quad (3.24)$$

### 3.2.4 Вибір редуктора

Передаточне число редуктора

$$u = \frac{n_{\text{оє}}}{n_{\text{хк}} \cdot 60} = \frac{950}{0,68 \cdot 60} = 33,2. \quad (3.25)$$

Вибираємо редуктор Ц2-350; передаточне число 24,9 потужність на швидкохідному валу при  $n_{\text{оє}} = 1000 \text{ м}^{-1}$ ;  $N = 27,1$  кВт.

Статичний момент на валу двигуна:

$$M_{\text{ст}} = \frac{W \cdot D_{\text{х.к.}}}{2 \cdot i \cdot \eta_0} = \frac{11513 \cdot 0,4}{2 \cdot 24,9 \cdot 0,92} = 100,5 \text{ Нм}, \quad (2.26)$$

де  $i = 31,5$  - передаточне число попередньо обраного редуктора

$$V_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 950}{24,9 \cdot 60} = 0,79 \text{ м/с}.$$

Коефіцієнт запасу зчеплення при пуску нагору по ухилі проти вітру в загальному випадку визначається по формулі [4]:

$$K_{сц} = \frac{G_{сц} \cdot (f_1 + f_0^{\min})}{\frac{W}{2} + \frac{Q_{ГР} + Q_{ТЕЛ}}{2} \cdot a_{ср}} \geq 1,2 \quad (3.27)$$

де  $G_{сц}$  - навантаження на приводні колеса (зчіпна вага) з однієї сторони вантажного візка;

$f_1 = 0,12$  - коефіцієнт зчеплення ходового колеса з рейкою [2];

$f_0^{\min} = \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_{x.k.}}$  - коефіцієнт опору пересуванню при  $K_p = 1$

### 3.2.5 Вибір гальм

Розрахунковий гальмовий момент на гальмовому валу при заданому часі гальмування й руху по вітрі [9]:

$$M_T = (P_{B11} + W_y - W_{TP}^{\min}) \frac{D \cdot n}{2u} \frac{1}{2,55 \cdot t_{ТОРМ}} \left[ 1,2(J_p + J_M) + \frac{(Q + m_K) \cdot D \cdot \eta}{4u^2} \right] = 192 \text{ Нм}$$

де  $M_T$  - гальмовий момент;

$P_{B11}$  - вітровий опір при русі візка по вітрі [8];

$W = 1085 \text{ Н}$  - сопротивление від ухилу шляху;

$W_{TP}^{\min} = 2000 \text{ Н}$  опір від сил тертя без обліку тертя в ребордах;

$m_K$  - маса візка.

По гальмовому моменті вибираємо гальмо ТКГ 200 з максимальним гальмовим моментом  $M_T = 300 \text{ Нм}$ .

При максимальному гальмовому моменті час гальмування візка:

$$t_T = \frac{GD_T^2 \cdot n}{38,2 \cdot (m \cdot M_T + M_{CT}^T)} = \frac{15,4 \cdot 930}{38,2 \cdot (2 \cdot 124 - 69)} = 2c. \quad (3.28)$$

де  $GD_T^2$  - сумарний маховий момент механізму, наведений до гальмових валів (напрямок енергії від колеса до двигуна).

$$GD_T^2 = 2 \cdot 1 + \frac{365 \cdot 55320 \cdot 0,79^2 \cdot 0,92}{930^2} = 15,4 Hm^2.$$

Відповідно, уповільнення:

$$\gamma = \frac{0,79}{2} = 0,4 m/c^2.$$

Шлях, прохідний візком за час гальмування при  $MT=300$  Нм;

$$S_T = \frac{0,79 \cdot 0,4}{2} = 0,16 m. \quad (2.29)$$

Для візків, що працюють на відкритому повітрі, при достатнім зчепленні приводних коліс із рейками гальма перевіряються на втримання крана без вантажу при вітрі неробочого стану.

Для неробочого стану:  $q = 700$  Па.

Вітрове навантаження неробочого стану при відсутності вантажу що перевищує силу зчеплення приводних коліс із рейками. (захоплення перебуває в підвішеному стані):

$$W_B^H = 700 \cdot 1,2 \cdot 8,6 + 700 \cdot 1,25 \cdot 50,1 = 51062 H, \quad (3.30)$$

Гальмового моменту гальма досить, з деяким запасом, для сприйняття вітрового навантаження неробочого стану:

$$M_T' = \frac{D_{X.K.} \cdot \eta_0}{2 \cdot i} \cdot (W_B^H + W_{YK} - W_T) = \frac{0,4 \cdot 0,92}{2 \cdot 24,9} \cdot (20456 + 687 - 1957) = 230 \text{ Нм}$$

Однак, у зв'язку з тим, що вітрове навантаження неробочого стану перевищує силу зчеплення приводних коліс, необхідні додаткові стопорні пристрої.

### 3.2.6 Вибір зубчастих муфт

Перевірка муфти виробляється по формулі:

$$M_{\text{раб}} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq M_M \quad (3.31)$$

Для муфти МЗП-I [8]:  $M_M = 697 \text{ Нм}$ ,  $K_1 = 1,8$ ,  $K_2 = 1,3$ ,

$$M_{\text{раб}} = M_{\text{н.мах}} = 2,3 \cdot M_H = 2,3 \cdot 77 = 177 \text{ Нм},$$

$$177 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 414 \text{ Нм} < 697 \text{ Нм}.$$

### 3.2.7 Розрахунок ходового (приводного) колеса

Розрахункова схема наведена на рис. 2.16.

Напряга змицання обіду колеса при крапковому контакті з рейкою [2]:

$$\sigma_{\text{см}} = m \cdot \sqrt[3]{\frac{G_{\text{ЭКВ}} \cdot E_{\text{пр}}^2}{r^2}} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (3.32)$$

де  $G_{\text{ЭКВ}}$  - еквівалентне навантаження на колесо;

$E_{\text{пр}}$  - наведений модуль пружності;

$r$  - найбільший із двох радіусів контактуючих поверхонь колеса і головки рейки;

$m$  - коефіцієнт, що залежить від відношення найменшого радіуса до найбільшого із двох радіусів дотичних поверхонь

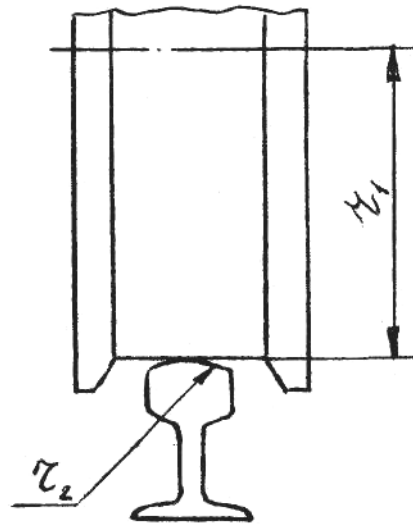


Рисунок 3.13 - Схема для розрахунку ходового колеса вантажного візка  
Для сталевих коліс і рейок

$$E_{np} = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Па} \text{ і } \sigma_{cm} = 3,49 \cdot 10^7 \cdot m \cdot \sqrt{\frac{G_{\text{ЭКВ}}}{r^2}} \leq [\sigma_{cm}], \quad (3.33)$$

$r = 0,4 \text{ м}$  (для рейки КР70).

При  $\frac{r_1}{r_2} = \frac{0,25}{0,4} = 0,63$ ,  $m = 0,46$ .

У загальному випадку [2]:  $G_{\text{ЭКВ}} = \gamma \cdot K_{\text{Х.К.}} \cdot G_{\text{max}}$ ,

де  $G_{\text{ЭКВ}}$  - максимальний тиск на колесо;

$K_{\text{Х.К.}}$  - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму;

$\gamma$  - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження на колесо.

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{G_{\text{сп}}}{G_{\text{тел}} + G_{\text{зах}}}\right)^3} \right]} = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{199339}{274680 + 68670}\right)^3} \right]} = 0,86 \quad (3.34)$$

Для групи класифікації М5  $K_{\text{Х.К.}} = 1,4$

$$G_{\max} = 66857 + \frac{178591 \cdot 4,6}{2 \cdot 8} = 118202H.$$

Відповідно:  $G_{\text{ЭКВ}} = 0,86 \cdot 1,4 \cdot 118202 = 142315H.$

$$\sigma_{\text{см}} = 3,49 \cdot 10^7 \cdot 0,46 \cdot \sqrt[3]{\frac{151000}{0,4^2}} = 1,6 \cdot 10^9 \text{ Па} < [\sigma_{\text{см}}] = 2,16 \cdot 10^9 \text{ Па}.$$

Таблиця 3.4. Механізму пересування вантажного візка

Елемент механізму й найменування його показників		Розмір-ність	Величина
Електро-двигатель	Тип		МТФ 311-6
	Потужність при ПВ=25%	кВт	11
	Частота обертання	об/хв	950
Редуктор	Тип		Ц2-350
	Передаточне число		24,9
Гальмо	Тип Гальмовий момент	Нм	ТКГ-200 300
Ходове колесо основного візка	Діаметр	м	0,4

### 3.3 Електрогідравлічний захват для лісоматеріалів

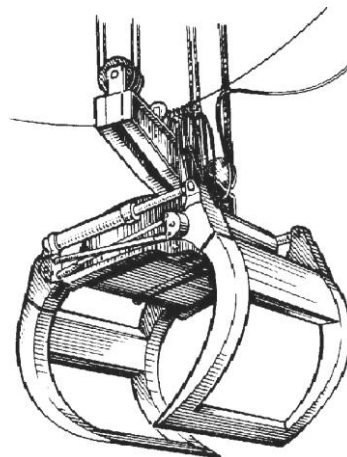


Рисунок 3.14- Електрогідравлічний грейфер для деревини

Захвати для деревини розділяють на канатні (одне- і двоканатні) і приводні (електромеханічні, гідравлічні та електрогідравлічні); з постійною й змінною площею охвата деревини; двухчелюстні та багаточелюстні. Останні застосовують для підйому короткомерної деревини. Двухчелюстні грейфери можуть бути одинарні і здвоєними, останні можуть бути зв'язані між собою або не зв'язані. По напрямку змикання щелеп захвати для деревини бувають радіальні і торцеві. В останні пачки деревини стискаються по торці з одночасним вирівнюванням по довжині.

Захвати для деревини можуть бути без що інтенсифікують або із пристроями, що інтенсифікують, у тому числі вібраційними. Одним зі способів інтенсифікації процесу впровадження при зачерпуванні круглих колод є використання напірного зусилля, створюваного стрілою або штангою крана при жорсткій підвісці грейфера.

У цей час розроблені й набувають застосування грейфери, функції яких розширені в технологічному напрямку шляхом оснащення їх додатковими пристроями: ланцюговою пилюю, що дозволяє звістки не тільки перевантаження деревини, але й раскряжевку хлестів на сортименти, пристроями для визначення маси й обсягу перевантажуємої деревини, або тільки її обсягу (автокубатурники), насадками для щелеп для зачерпування й перевантаження щепи й ін.

Для орієнтації пачки деревини при навантаженні у вагони, баржі, автомобільний транспорт використовують поворотні пристрої (поворотні підвіски), які можуть бути складальною одиницею крюкової підвіски або окремим вузлом захвата. При зачерпуванні деревини основними опорами є опори розсовування колод для вільного проникнення ножа щелепи в штабель і стиску охопленого масиву колод. Часто погане заповнення грейферів відбувається внаслідок того, що колоди, що підгортають пересуваючимися назустріч один одному щелепами, здавлюються з більшим зусиллям, образуя між стінками щелеп "балкову" систему; з контактуючими між собою колодами. Для руйнування "балкової", системи при заповненні щелеп

необхідно прикласти значні зусилля. У зв'язку із цим важливим є питання про раціональну форму щелепи для деревини, що істотно може знизити опору зачерпуванню й зменшити власну масу захвата. Виходячи з результатів теоретичних й експериментальних досліджень, можна відзначити наступні вимоги до форми щелеп.

1. Форма щелеп і траєкторії їхнього руху при змиканні не повинні допускати утворення стійких труднорозрушаємих "балок" з колод, а зачерпування й гарне заповнення повинне бути досягнуте без використання вібрації.

2. Форма щелепи повинна бути такою, щоб колоди вступлячи в захват, що, могли переміщатися під дією "виираючих" сил, створених при зближенні щелеп, не у вертикальній площині, а по похилій.

3. Форма щелеп повинна бути такою, щоб були створені бічні "кишені", у яких могли б при змиканні щелеп накопичуватися колоди без значних опорів.

4. Для зменшення опору стисків колод при переміщенні їх у верхню зону щелеп при зачерпуванні теоретична місткість захвата при зімкнутих щелепах повинна бути на 15-30% більше обсягу колод, які повинні розташуватися в ковші в межах ширини його щелеп.

Для проектування захватів для деревини такі дані отримані на підставі статистичних оцінок добре працюючих захватів з різними сортами круглого лісу, а також призначених для підйому спиляних дерев і трелевання пачок хлестів.

На різних складах для перевантаження деревини використовують консольно-козлові, мостові й баштові крани, оснащені знімними електромеханічними й електрогідролічними грейферами. На лісових складах целюлозно-паперових підприємств кабельні й мостокабельні крани оснащують головним чином одноканатними грейферами або захватами. Щелепа електромеханічних грейферів може бути виконана ножовою, а для

зачерпування короткомірних сортиментів - з окремих іклів, не зв'язаних один з одним (рис.3.15)

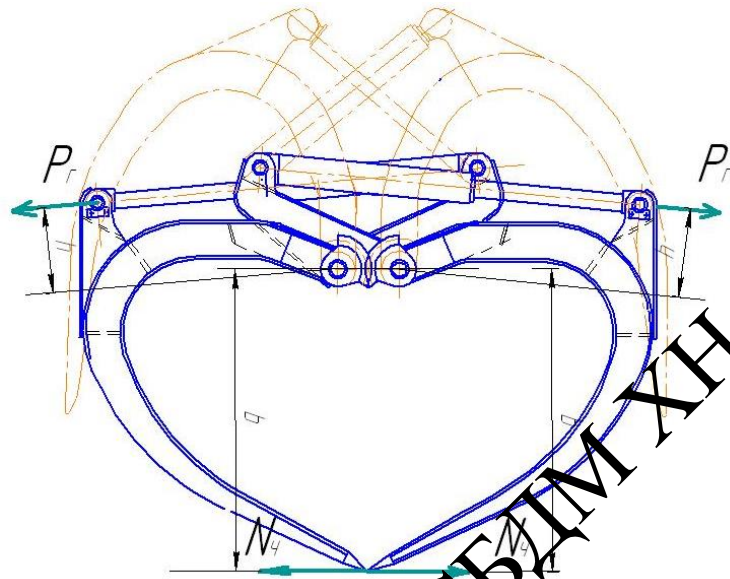


Рисунок 3.15 - Схема гідравлічного захвата

Гідравлічні й електрогідравлічні захвати для захвату деревини виявилися досить зручними для різних кранів, автонавантажувачів, маніпуляторів, тягачів, тракторних навантажувачів і т.д.

Щелепи (кліщі) замикаються й розкриваються гідроциліндрами, які вмонтовані між короткими плечима кліщової щелепи. Кожна щелепа-кліщ працює від окремого гідроциліндра.

Розглядаємо розрахункове зусилля замикання щелеп гідравлічного захвата. Схема роботи гідравлічного захвату надана на рис. 3.16.

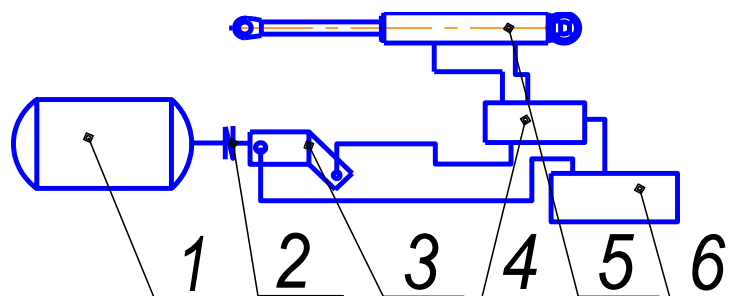


Рисунок 3.16 - Схема роботи гідравлічного захвата

- 1 - електродвигун, 2 - муфта, 3 - гідронасос, 4- роздавальний механізм,  
5 -гідроциліндр, 6- резерваур для масла

\Розрахунковий діаметр поршня гідроциліндра 170 мм, діаметр штока 80 мм.

Зусилля гідроциліндра при очікуваному тиску масла 15МПа визначається по формулі (2.19):

$$P = q \left( \frac{\pi d_c^2}{4} - \frac{\pi d_{um}^2}{4} \right) = 15000000 \left( \frac{3,14 \cdot 0,170^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,080^2}{4} \right) = 264937,5 \text{ Н} \quad (3.35)$$

При цьому очікуване зусилля на захвату знайдемо із пропорції :

$$N_q = \frac{P_r \cdot h}{b} = \frac{264937,5 \cdot 0,3}{1,95} = 40759,7 \text{ Н} \quad (3.36)$$

де h й b - лінійні розміри плечей важелів з мащюжка

#### 3.4 Розрахунок механізму пересування крана

Механізми пересування козлових кранів загального призначення виконуються з роздільним електроприводом від асинхронних, звичайно фазних, двигунів. Приводними виконуються не менш 50% ходових коліс.

Конструктивно механізми пересування виконуються у вигляді стійок опор, що скріплюють із підставою, одне- або двоколісних візків й, рідше, ходових балок, на які попарно опираються дві стійки.

Як правило, візки скріплюються з підставою стійок опор за допомогою болтових фланців. Розрахунок останніх варто робити з урахуванням навантажень, що діють як при роботі, так і при монтажі кранів.

Механізми пересування звичайно комплектуються зубчастими циліндричними редукторами; рідше знаходять застосування черв'ячні або конічні редуктори.

Типові кінематичні схеми приводів механізмів пересування наведені на рис.3.17.

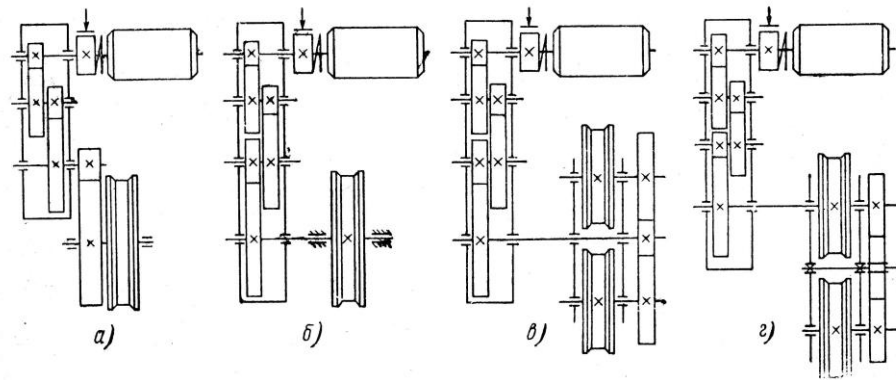


Рисунок 3.17 – Типові кінематичні схеми ходових візків

На рис. 3.17, а наведена схема з редуктором, на вихідний вал якого насаджена шестірня, що зчіплюється з відкритим зубчастим вінцем ходового колеса (або із зубчастим колесом, насадженим на консольний кінець вала колеса). В існуючих конструкціях використовують звичайно зубчастий циліндричний горизонтальний редуктор, установлений на площадці рами ходового візка. Іноді використовують вертикальні триступінчасті редуктори з бічним кріпленням.

У деяких конструкціях вал провідної шестірні монтують на дві опори й з'єднують із редуктором за допомогою муфти, що компенсує погрішності виготовлення й експлуатаційної деформації. Це, однак, приводить до істотного збільшення габаритної ширини ходового візка.

На рис. 3.17, б наведена кінематична схема механізмів пересування. Тут застосовують редуктор (звичайно типу ВКН), навішений на кінець вала колеса. Крім виключення консольного навантаження, відсутні швидкозношуваний й потребує регулярного відходу відкриті передачі.

Найбільш ефективні такі механізми при використанні фланцевих електродвигунів, це можливо, зокрема, за рахунок застосування начіпних зубчастих редукторів.

У двоколісних балансирних візках уникнути застосування відкритих передач при обох ведучих колесах практично неможливо.

Тут знаходять застосування дві принципові схеми. При установці редуктора на центральний вал (рис. 3.17, в) у певній мірі поліпшується робота відкритої зубчастої передачі, тому що момент розподіляється від центральної шестірні на два колеса.

Однак у ряді випадків, компоновання механізмів за схемою рис.3.18 виявляється незручною. Тут привод ходових коліс здійснюють за схемою рис.3.19, м. Іноді такі візки виконують із венцовими зубчастими колесами, також зв'язаними між собою паразитною шестірнею. У цьому випадку один з вінців приводиться за допомогою шестірні, насадженої на консольний вал редуктора або на додатковий проміжний вал.

Застосування венцових зубчастих коліс у всіх випадках менш переважно. Доступ до таких передач для огляду й очищення утруднений, вінці неможливо кріпити на стандартні кранові ходові колеса.

Навпаки, зубчасті колеса, що зміцнюються на консольних кінцях валів коліс, без праці захищаються лоткоємними кожухами. Тут можуть використатися як типові ходові колеса, так і букси (кутові підшипники).

У схемах на рис. 3.17, у і з можуть застосовуватися як горизонтальні, так і вертикальні зубчасті й черв'ячні редуктори.

У деяких кранах безредукторні передачі приводних механізмів пересування вбудовувалися безпосередньо в корпуси ходових візків.

Однак трудомісткість виготовлення механізмів змусила відмовитися від їхнього застосування.

Ходові візки доцільно виконувати у вигляді єдиного монтажного вузла з болісовим фланцем для сполучення з підставою стійки опори.

У дійсному проекті за основу прийнята схема, наведена на рис.3.17, г, конструктивне виконання якої наведено на рис.3.18.

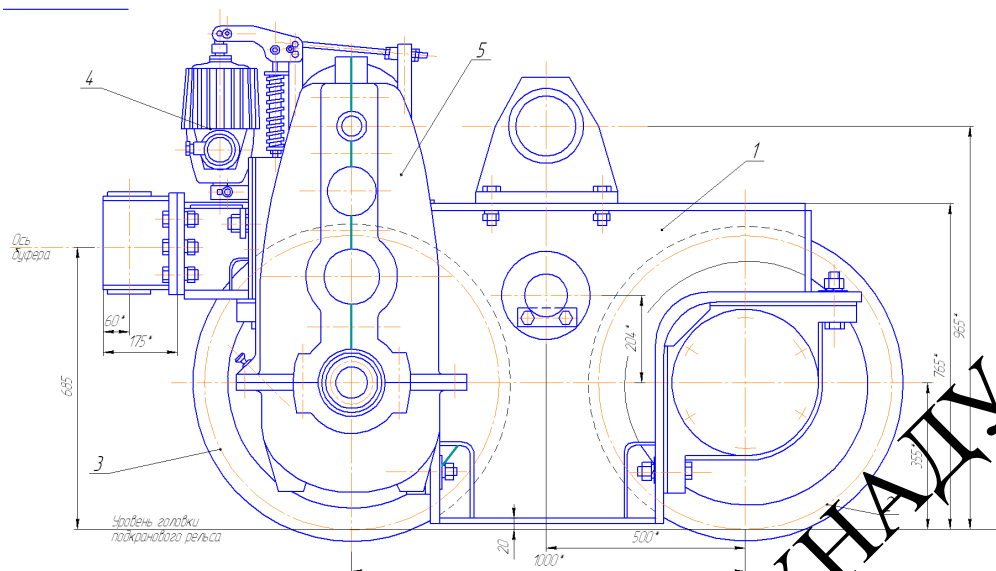


Рисунок 3.18 – Візок ходовий

1- балансир; 2 - холосте колесо; 3 - приводне колесо; 4 - гальмо; 5 - редуктор

Таблиця 3.5 Вихідні дані наведені в табл. 3.5.

Найменування показника	Розмір- ність	Величина
Вантажопідйомність на гідравлічному <b>захвату</b> : у <b>прольоті</b> на консолі	т	10т 7т
Маса крана гідравлічним <b>захватом</b> для лісоматеріалів 10 т	кг	160000
Маса металоконструкції з ходовою частиною й <b>тормозом</b> до вантажного візка	кг	122000
Маса гідравлічного <b>захвата</b> для лісоматеріалів масою бруто 10т	кг	2190
Маса вантажного візка з кабіною <b>керування</b>	кг	28000
Швидкість пересування	м/с	1,0
Число ходових коліс		8
Число приводних коліс		8

Число гальм		4
Коефіцієнт корисної дії механізму		0,92
Число двигунів		4
Група класифікації механізму		M5

### 3.4.1 Розрахунок вітрового навантаження

Вітер - уздовж підкранових путель.

Динамічний тиск вітру робочого стану  $q = 125 \text{ Па}$ .

Схема для розрахунку вітрового навантаження наведена на рис.3.3.

При перевантаженні лісоматеріалів  $W_{B1} = 51752 \text{ Н}$ .

При пересуванні крана з порожнім захватом  $W_{B2} = 50807 \text{ Н}$ .

Вітер поперек підкранових колій.

Для перевірки крана на стійкість і визначення тисків на ходові колеса

$$W_B'' = 30989 \text{ Н}.$$

Ордината центра тиску:

$$y = \frac{2305}{248} = 9,3 \text{ м}.$$

### 3.4.2 Перевірка крана на стійкість і визначення тисків на ходові колеса

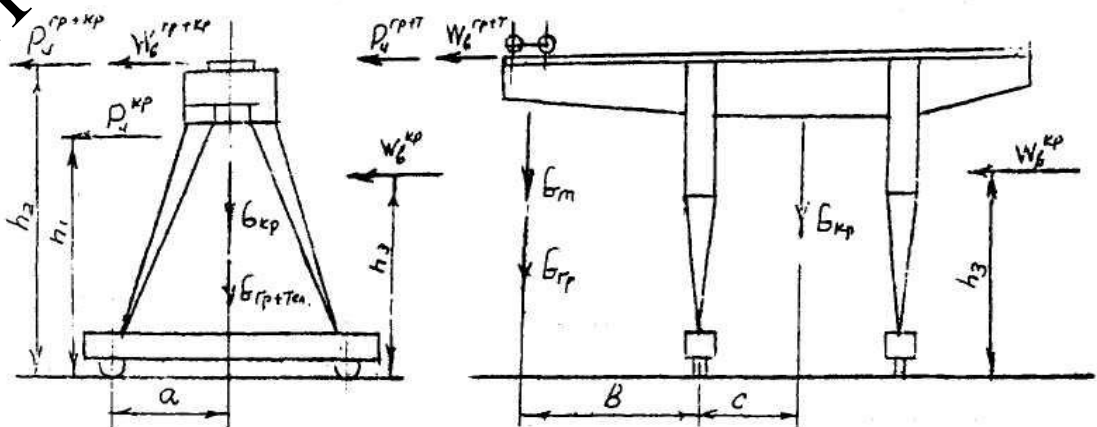


Рисунок 3.19 - Схема стійкості козлового крана

Розрахункова схема для перевірки крана на стійкість і визначення тисків на ходові колеса при перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 10,5т. Коефіцієнт вантажної стійкості крана визначається з урахуванням нормативного зсуву центра ваги вантажу. Навантаження у формулі приймаються в тоннах.

$$K = \frac{G_{мет} \cdot 12,5 - G'_{мет} \cdot 6 - G_{зах} \cdot 6 - G_{зах}^{ин} \cdot 6 - G_{гр}^{ин} \cdot 6,6 - G_{каб} \cdot 10,5 - \frac{W_{в}^{ин}}{B} \cdot 9,3}{G_{гр} \cdot 6,6} \quad (3.37)$$

де  $G_{мет}$  - вага металоконструкції з ходовою частиною й токоподводом до вантажному візку;

$G_{зах}$  - вага захвата для лісоматеріалів масою брутто 10т;

$G'_{мет}$  - вага вантажного візка без кабіни керування;

$G_{зах}^{ин}$  - сила інерції при гальмуванні захвата;

$G_{гр}^{ин}$  - сила інерції при гальмуванні вантажу;

$G_{гр} = 20,3т$ ;

$G_{каб} = 1,5т$ ;

$G_{зах}^{ин} = 0,1 \cdot G_{зах} = 0,7т$ ;

$G_{гр}^{ин} = 0,1 \cdot G_{гр} = 20,3т$ .

$$K = \frac{122 \cdot 12,5 - 26,5 \cdot 6 - 7 \cdot 6 - 0,7 \cdot 6 - 2,03 \cdot 6,6 - 1,5 \cdot 10,5 - 3,2 \cdot 9,3}{20,3 \cdot 6,6} = 9,4 \gg [K] = 1,15$$

Тиск на опору Б (при нормативному зсуві центра ваги вантажу без обліку інерційних сил) при розташуванні візка на максимальному вильоті з вантажем масою брутто 10т:

$$R_B^{20} = \frac{122 \cdot 12,5 + 26,5 \cdot 31 + 7 \cdot 31 + 20 \cdot 31,6 + 1,5 \cdot 35,5 + 3,2 \cdot 9,3}{25} = 131,1 \text{ т} \quad (3.38)$$

Тиск на ходове колесо опори Б:

$$F_B^{20} = \frac{131,1}{8} = 16,4 \text{ т} = 160884 \text{ Н} \quad (3.39)$$

Тиск на опору А:

$$R_A^{20} = \frac{122 \cdot 12,5 - 26,5 \cdot 6 - 7 \cdot 6 - 20 \cdot 6,6 - 1,5 \cdot 10,5 - 3,2 \cdot 9,3}{25} = 45,9 \text{ т}$$

(3.4)

Тиск на ходове колесо опори А:

$$F_A^{20} = \frac{45,9}{8} = 5,7 \text{ т} = 55917 \text{ Н} \quad (3.40)$$

Тиск на опору Б при статичних випробуваннях (при розташуванні візка

на максимальному вильоті без зсуву центра ваги вантажу):

$$R_{B1}^{CT} = \frac{122 \cdot 12,5 + 26,5 \cdot 31 + 7 \cdot 31 + 125 \cdot 25 \cdot 31,6 + 1,5 \cdot 35,5 + 3,2 \cdot 9,3}{25} = 145,4 \text{ т}$$

(3.6)

Тиск на ходове колесо опори Б:

$$F_{B1}^{CT} = \frac{145,4}{8} = 18,2 \text{ т} = 178542 \text{ Н} \quad (3.41)$$

### 3.4.3 Вибір електродвигунів

У механізмі пересування крана одержання доводочних швидкостей на перших двох положеннях командоконтролера здійснюється підсумком рухових характеристик шести тягових двигунів і гальмових характеристик шести двигунів працюючих у режимі динамічного гальмування.

Визначаємо повний статичний опір пересуванню.

Опір від тертя визначаємо при наступних значеннях величин, що входять у формулу [2]:

$$\mu = 0,0006 \text{ м}; \quad f = 0,015; \quad d = 0,12 \text{ м}; \quad K_p = 1,5; \quad D_{x.k.} = 0,5 \text{ м}.$$

Опір від ухилу обчислюємо при  $\alpha = 0,003$ .

У тім же порядку розрахункових випадків:

$$W_{yк} = 0,008 \cdot 1540170 = 4621 \text{ Н} \quad (3.42)$$

Опір від вітрового навантаження:  $W_b = 50807 \text{ Н}$ .

Повний статичний опір пересуванню:

$$W_c = 13862 + 4621 + 0,6 \cdot 50807 = 48967 \text{ Н}. \quad (3.43)$$

Статична потужність одного двигуна:

$$N_{ст} = \frac{48967 \cdot 1}{4 \cdot 0,92 \cdot 1000} = 13,3 \text{ кВт} \quad (3.44)$$

Статичний момент на валу одного двигуна (передаточне число редуктора  $i = 25,02$ ):

$$M_{ст} = \frac{48967 \cdot 0,71}{2 \cdot 4 \cdot 25,02 \cdot 0,92} = 377,2 \text{ Нм}. \quad (3.45)$$

Вибираємо електродвигун МТФ 312-6,  $N = 13,5 \text{ кВт}$ ;  $n = 935 \text{ об/хв}$  при ПВ=40%  $M_{\max} = 340 \text{ Нм}$ ;  $J_{об} = 0,225 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  (рис. 3.20).

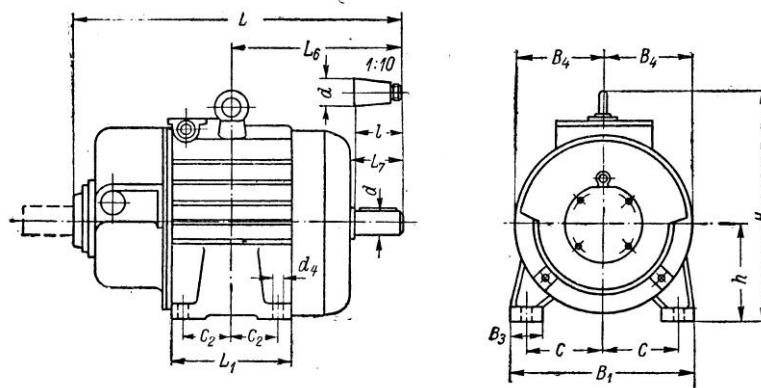


Рисунок 3.20 - Електродвигун МТ-312-6

Номінальний момент двигуна при ПВ=40%:

$$M_H = 9550 \cdot \frac{13,5}{935} = 137 \text{ Нм.}$$

Фактична швидкість пересування крана при  $n = 935 \text{ м}^{-1}$

Частота обертання ходового колеса

$$n_{\text{ф}} = \frac{n}{\pi \cdot D} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,71} = 0,448 \text{ с}^{-1} = 26,9 \text{ м}^{-1}. \quad (3.46)$$

Передаточне число редуктора

$$u = \frac{n}{n_{\text{ф}}} = \frac{935}{26,9} = 34,7. \quad (3.47)$$

Фактична швидкість пересування крана

$$V_{\text{ф}} = \frac{3,14 \cdot 0,71 \cdot 935}{34,7} = 60,07 \text{ м/мин} = 1,001 \text{ м/с}.$$

Запас зчеплення ходових коліс [9]

$$K_{сц} = \frac{G_{np} (\mu_0 \pm w_{\min})}{F_{ин} \pm W_c} = \frac{161000(0,12 + 0,1)}{16261 + 48967} = 1,1, \quad (3.48)$$

де  $G_{np}$  – навантаження на приводні (гальмові) колеса;

$\mu_0 = 0,12$  – коефіцієнт зчеплення приводних коліс із рейкою;

$w_{\min}$  – мінімальне значення коефіцієнта опору;

$F_{ин}$  – сила інерції мас крана й вантажу.

$$F_{ин} = \frac{(Q_{кр} + Q) \cdot V}{t_p} = \frac{(160000 + 10000) \cdot 1,001}{10} = 16261 \text{ Н},$$

де  $Q_{кр}$  – маса крану в кг;

$Q$  – маса вантажу в кг;

$t_p$  – час розгону механізму до номінальної швидкості,

для кранів  $t_p = 8 \dots 10 \text{ с}$  [9].

#### 3.4.4 Вибір гальма

Гальмовий момент на валу двигуна при русі по вітрі під ухил по прямій [9]:

$$M_T = (P_{B11} + W_y - W_{TP}^{\min}) \frac{D \cdot n}{2u} + \frac{n_{дг}}{9,55 \cdot t_{ТОРМ}} \left[ 1,2(J_p + J_M) + \frac{(Q + m_K) \cdot D \cdot \eta}{4u^2} \right] = 192 \text{ Нм} \quad (3.49)$$

де  $M_T$  – гальмовий момент;

$P_{B11} = 50807 \text{ Н}$  вітровий опір при русі візка по вітру [8];

$W_y = 1085 \text{ Н}$  – сопротивление від ухилу шляху;

$W_{TP}^{\min} = 2000 \text{ Н}$  – опір від сил тертя без обліку тертя в ребордах;

$m_K = 160000 \text{ кг}$  – маса крану;

$Q = 10500 \text{ кг}$  – маса вантажу із траверсою;

$D = 0,71 \text{ м}$  – діаметр ходового колеса.

По гальмовому моменті вибираємо гальмо ТКГ 200 з максимальним гальмовим моментом  $M_T = 300 \text{ Нм}$ .

По табл. [5] вибираємо гальмо типу ТКГ-200, для якого гальмівний момент  $M_T = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $D_{\text{ш}} = 200 \text{ мм}$ ,  $B = 90 \text{ мм}$ ,  $m = 35 \text{ кг}$ .

Перевірка гальма на питомий тиск:

$$q = \frac{N}{\frac{\pi D_{\text{ш}}}{360} \varphi B} = \frac{2557,1}{\frac{3,14 \cdot 0,2}{360} \cdot 70 \cdot 90} = 0,232 \leq [q] = 0,6 \text{ МПа}, \quad (3.50)$$

де  $N$  – сила притиснення колодки до гальмівного шківів:

$$N = \frac{M_m}{\mu D_{\text{ш}}} = \frac{179}{0,35 \cdot 0,2} = 2557,1 \text{ Н}. \quad (3.51)$$

Перевірка гальма на питому роботу тертя:

$$A_{\text{тр}} = qv\mu = 0,232 \cdot 9,5 \cdot 0,35 = 0,77 < [A_{\text{тр}}] = 1,5 \text{ МПа} \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

де  $v$  – лінійна швидкість гальмівного шківів:

$$v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 910}{60} = 9,5 \text{ м/с}.$$

## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 4.1 Прилади безпеки

У механізмі підйому при підході вантажозахоплювального пристрою до верхнього або нижнього положення відключається сам механізм, розмикаючи електричний ланцюг електродвигуна. Для цієї мети в ланцюзі механізму встановлюється обмежувач висоти підйому типу ВУ-250А.

Обмежувач висоти підйому повинен бути встановлений так, щоб після установки зберігався зазор не менше 700 мм. Кулачки обмежувача ВУ-250А встановлюються з одного боку до максимально піднятому вантажу і з іншого боку до повністю змотався канату, крім двох витків.

Пристрій кінцевої захисту складається з кінцевого вимикача типу КУ-121 і профільованою лінійки.

В обмежувачі ходу крана кінцевий вимикач встановлений на крані, а лінійка на підставі кранового шляху; в обмежниках ходу візка кінцевий вимикач розташований на прогонових будов крана, лінійка на візку.

Кінцевий вимикач обмежувача ходу повинен бути встановлений так, щоб він спрацьовував на відстані крана і візка до упору, що дорівнює не менше половини шляху гальмування згідно [15].

### 4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів

Відповідно до [15] «Общие требования безопасности при эксплуатации» при експлуатації крану на робітників, які знаходяться на території складу можуть впливати наступні фактори:

- кран, що рухається, його робочі частини, органи, а також сам вантаж, який переміщується;
- поразка людей підвищеним струмом;

- можливість пожежі від масел і бензину, що є на території складу, від невіправних мереж електрозабезпечення;
- можливість переміщення вантажів з підвищеною температурою.

Заходи щодо забезпечення безпечних умов праці із [16].

Для того щоб уникнути проникнення робітників, до частин крану, що рухаються, а також до вантажу, який підіймається застосовуються огороження шляху пересування крану, також кран має захисні огороження на прогині, біля візка, сходи і площадки обслуговування, на крані на всіх механізмах стоять гальмівні пристрої.

Для захисту людей від поразки струмом всі електроустановки розміщені на висоті. А підніматися на кран має право тільки ті, хто мають для цього дозвіл.

Для захисту від пожежі на крані передбачені всі умови зберігання масел, бензину за правилами техніки безпеки, на крані потрібно, щоб знаходилися в доброму стані вуглекислотні вогнегасники. Застосування інших не допустиме. Рекомендують мати на крані сухий чистий пісок, який повинен зберігатися в металічних контейнерах з кришкою, і совки для піску.

Електрозабезпечення завжди перевіряється кваліфікованими робітниками. Для виключення поразки людей електричним струмом в кабіні і на кожному робочому місці знаходяться гумовий килимок, діелектричні рукавиці, здійснено заземлення рукояток керування пультом і іншого електрообладнання, коли кран працює відбувається сигнал, який повідомляє про те що все електричне обладнання знаходиться під струмом, відбувається перевірка всього електрообладнання електриком.

Для захисту від травмування при невиконанні вимог по техніці безпеки, які викладені в [16] проводяться інструктажі по техніці безпеки, всі робітники ставлять підпис в журналі по техніці безпеки, і відповідають за свої дії.

Окрім машиніста крану на складі нікого більш не має, тому підвищена температура впливає тільки на нього. Для його захисту від цього фактору

передбачено кабінку закритого типу, яка систему створення мікроклімату: опалення, кондиціонування, а також знаходиться ємність з питною водою.

Правила роботи при експлуатації крану згідно [16] містять, при організації роботи на складі керівник бригади повинен:

- провести інструктаж по техніки безпеки для всіх спеціалістів;
- попередити особу, яка призначена володарем крану відповідальним за проведення робіт, про їх початок і затвердити час їх проведення;
- по закінченню робіт необхідно доповісти відповідній особі про їх закінчення;

за правилами, які встановлені для експлуатації цієї машини, потрібно виконувати такі умови:

- забороняється проведення робіт на висоті більш 5 метрів від поверхні без запобіжного ременя;
- напруження живлення нестационарного освітлення і електроінструменту не повинно перебільшувати 12В;
- робоче обладнання і інструменти повинні бути відремонтовані і обладнання повинно бути надійно закріплено;
- підніматися на кран дозволено тільки по сходах, спеціально призначених, дві руки повинні бути вільними, щоб надійно триматися за перила або сходи. Інструмент при цьому повинен знаходитися в спеціальній сумці.

Щоб запобігти травмуванню при роботі при підйомі вантажу потрібно щоб виконувалися умови:

- знаходження людей в зоні дій роботи крану забороняється;
- перед початком руху і після перерви в роботі машиніст повинен переконатися, що в зоні руху крану не має людей і зробити звуковий сигнал;
- для безпечної роботи необхідно перед підйомом вантажу переконатися, що вантажний канат знаходиться в вертикальному положенні, щоб відключити похиле розташування канату;
- перевірка дії гальма при підйомі граничної маси обов'язкова;

- при підйомі поблизу стіни, колони, штабеля, залізничного потягу, не повинно бути людей між вантажем і вказаними частинами будівлі;
- не піднімати вантаж більше номінального;
- після закінчення не залишати вантаж у висячому положенні;
- не можна опускати траверсу на землю для запобігання забруднення блоків, канатів;
- після закінчення роботи електромагніт опускається на землю і звільнюється від вантажу;
- не піднімати вантаж в нестійкому положенні, розгойдувати його;
- забороняється заходити на кран особам, які не мають на це право.

Для запобігання виникнення пожежі потрібно щоб виконувалися вимоги:

- на крані потрібно щоб знаходилися у відповідному стані вуглекислотні вогнегасники. Застосування інших не допустиме;
  - рекомендують мати на крані сухий чистий пісок, який повинен зберігатися в металічних контейнерах з кришкою, і совки для піску;
  - мастильні матеріали, керосин, бензин необхідно зберігати з виконанням всіх протипожежних правил. Запаси їх на крані не повинно перебільшувати добову потребу в них;
  - потрібно виключити підтікання масел або інших легкозаймистих рідин, якщо це відбулося, потрібно негайно видалити її обтирочним кінцем;
  - в кабіні кранівника забороняється зберігання бензину, керосину, легкозаймистих рідин;
- в разі спалахнення масел гасити вогонь за допомогою вогнегасника або піском, покривати повстю, брезентом;
- при виникненні пожежі кранівник повинен негайно знеструмити кран і теж гасити пожежу, тим що у нього є, визвавши при цьому обслуговуючу пожежну бригаду.

Найбільш травмонебезпечним місцем при роботі крану є його шлях по якому він переміщується, тому він весь має захисні огорожі, за які не повинні виходити робітники, коли кран працює.

Також кран має:

- кінцеві вимикачі для обмеження руху кран; обмежувач вантажопідйомності і висоти підйому;
- систему блокувань на вході на кран до струмоз'єників верхню будівлю і в кабінку керування ;
- світлову і звукову сигналізацію при русі крану, буфера для пом'якшення ;
- реєстратори робочих параметрів для реєстрації і збереження інформації;
- рама візка має перила з одного боку, а з іншого – сітчасте огородження по висоті і довжині, щоб уникнути можливості вірогідного дотику до струмоведучих тролей крану(табл.4.1);

Таблиця 4.1 – Обмежувачі руху і підйому вантажу

Тип	Механізм, з яким функціонально пов'язан обмежувач	Відстань до упору в момент відключення двигуна, м	Блокування	Кількість
Перемикач шляховий ричаговий ПП – 746А У1	Механізм пересування крану	0,4	Обмеження руху «Вправо»	1
	Затяжка опори		Обмеження руху «Вліво»	1
Перемикач шляховий ричаговий	Механізм пересування візка	0,15	Обмеження руху «Вперед» Обмеження руху	1

ПП – 741А У1	На мосту		«Назад»	1
Вимикач кінцевий шпіндельний ВУ – 250МУ2	Механізм підйому на барабані	0,3+0,1	Обмеження руху «До гори» Обмеження руху «У низ»	

Таблиця 4.2 – Упори і буфера

Обмежене переміщення	Упори		Буфера	
	конструкції	Місце встановлення	конструкції	Максимальний хід, мм
Візка вантажного	жорсткий	Міст крану	БР – 100 гумовий	50
Крану	жорсткий	Підкрановий під'їзди	БР – 225 гумовий	78,7

Таблиця 4.3 – Сигнальні і переговорні пристрої

Найменування	Тип, позначення	Призначення
Вогонь загороджувальний	ЗОЛ – 2М з лампою СГА 220 – 130	Перервний світловий і звуковий сигнал, вмикається при роботі приводу пересування крану контактором
Дзвоник гучного бою	МЗ – 2У2, 50Гц, 220В	Звуковий сигнал вмикається машиністом при натисканні педалі

Прибор зв'язку гучномовного	ПГС – 3У3	Забезпечення узгоджених дій персоналу, що обслуговує кран
Прибор зв'язку гучномовного	ПГС – 10У3 комплектно з гучномовцем Гр – 1	Односторонній гучний зв'язок із кабіни керування
Багатофункціональна станція	GM660 фірми «Motorola» комплектно з блоком живлення «Ariston SS – 18» і антеною UA – 450А	Забезпечення мобільного зв'язку машиніста крану з диспетчером. Виклик відбувається при натисканні однієї кнопки
Сигнал при зупинці крану	Світильник НПОЗ – 100 – 001МУЗ з лампою МО 12 – 40, 50 Вт, 12 В	Сигналізує про відсутність машиніста в кабіні.

Таблиця 4.4 – Контактори безпеки

Місце встановлення	Тип	Призначення
Вхід до струмоз'ємників	Вимикач шляховий ВП16РЕ – 23 Б.231 – 55	Відключення вводу при відчиненій калітці, входу до струмоз'ємників
Вхід на кран	У2.3	Відключення механізму пересування крану при відчиненій калітці
Вхід на міст		Відключення механізму

		пересування візка при відчиненій калітці
Пульт AS	Перемикач ПЕ – 171 УХЛЗ	Ключ – бірка
	Вимикач кнопковий КЕ – 131 УЗ, червоний	Аварійне відключення вводу
	Вимикач кнопковий КЕ – 021 УЗ, червоний	Аварійне відключення механізму підйому
Ліва колонка пульта керування	Пост керування ПКЕ – 112 – 1УЗ, «Гр.», «К», «1Р»	Аварійне відключення механізму пересування крану
		Аварійне відключення механізму пересування візка
Сходи входу на кран	Пост керування ПКУ 11 – 21 – 111 54У2	Аварійне відключення вводу
На міст		

#### 4.3 Розрахунок штучного освітлення точковим методом

Приміщення розміром 8x8 метрів висотою 4 метри освітлюється чотирма світильниками типу СДДРЛ, з лампами типу ДРЛ. Лампи зі світловим потоком  $\Phi_{\text{л}}=1000\text{лм}$ . Світильники розташовані по кутах квадрату таким чином, щоб відстань від світильника до стіни дорівнює половині відстані між світильниками. Кут  $\theta=45\text{град}$ . Нормоване значення освітленості в горизонтальній площині  $E_{\text{н}}=200\text{лк}$ .

Для обраних ламп розрахувати фактичне значення освітленості в горизонтальній, вертикальній, похилій площинах в точці А.(рис. 4.1).

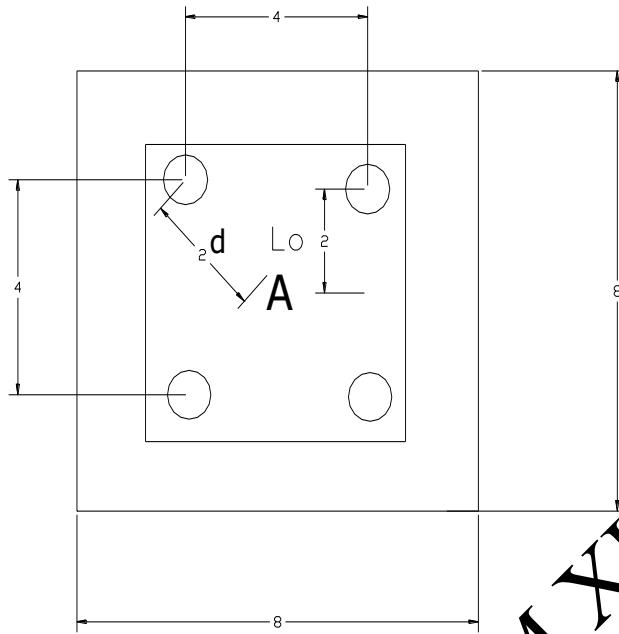


Рисунок 4.1 – Розміщення світильників у приміщенні

Світильники розташовуються по кутах квадрату зі стороною 8м. Відстань від світильника до стіни повинна дорівнювати половині відстані між світильниками. Вибираємо висоту підвісу світильника  $h = 3,5$ м. Розраховуємо освітленість в такій послідовності.

Відстань  $d$  до центру приміщення  $A$  визначаємо за теоремою Піфагора.

Визначаємо  $\text{tg } \alpha$

$$\text{tg } \alpha = \frac{d}{h_p} = \frac{\sqrt{l_0^2 + l_0^2}}{h_p} = \frac{\sqrt{2^2 + 2^2}}{3,5} = 0,808. \quad (4.1)$$

Визначаємо  $\alpha$  і  $\cos^3 \alpha$

$$\alpha = 36^\circ;$$

$$\text{тоді } \cos^3 \alpha = 0,53.$$

Визначаємо  $\Gamma_a$  даними таблиці 24 [17] при куті світла  $36^\circ$  для освітлювача з умовною лампою  $\Phi_{\text{л}}=1000$ лм. Так як для цього кута не має сили світла в таблиці, то розрахуємо її. На кожен градус кута приходить

10кд світла. Для  $35^\circ$   $I_a=220$ кд.  $45^\circ$   $I_a=184$ кд. Різниця складає 36кд. На кожен градус приходить 3кд. Для  $36^\circ$   $I_a=217$ кд.

Розраховуємо освітленість в горизонтальній площині, беручи коефіцієнт запасу  $K_3=1,5$  для одного світильника згідно з [17].

$$E_z = I_a \cos^3 \alpha / (K_3 h_p^2) = 217 \cdot 0,53 / (1,5 \cdot 3,5^2) = 6,25 \text{лк.} \quad (4.2)$$

Для чотирьох світильників сумарна освітленість дорівнює

$$E_{заг} = 4E_z = 4 \cdot 6,25 = 25 \text{лк} \quad (4.3)$$

Визначаємо світловий потік, який повинен створюватися у розрахунковій точці кожною лампою

$$F_l = 1000 \cdot 25 / 25 = 8000 \text{лм.} \quad (4.4)$$

За таблицею 23 [17] вибираємо лампу ДРЛ з найближчим значенням світлового потоку: обрана лампа ДРЛ-250-2, з  $F=10000$ лм.

Перевіряємо освітленість у розрахунковій точці в горизонтальній площині для обраної лампи

$$E_{z.факт} = E_z \cdot F_l / 1000 = 6,25 \cdot 10000 / 1000 = 62,5 \text{лк} \quad (4.5)$$

Для чотирьох ламп загальна освітленість дорівнює:

$$E_{заг.факт.} = E_{z.факт} \cdot 4 = 62,5 \cdot 4 = 250 \text{лк.} \quad (4.6)$$

Згідно з нормами проектування фактичне значення одержаної освітленості повинно відповідати наступним умовам

$$180 \leq 250 \leq 250$$

Розраховуємо освітленість у вертикальній площині. Так як розрахункова точка, що лежить у вертикальній площині, освітлюється тільки двома світильниками, то освітленість вертикальної площини буде дорівнювати

$$E_e = 2 \cdot E_z l_0 / h_p = 2 \cdot 62,5 \cdot 2 / 3,5 = 71,4 \text{лк.} \quad (4.7)$$

Розраховуємо освітленість у похилій площині

$$E_A = 2E_z (\cos \theta + l_0 \sin \theta / h_p) = 2 \cdot 62,5 (\cos 45 + 2 \cdot \sin 45 / 3,5) = 144,8 \text{лк} \quad (4.8)$$

Розраховуємо потужність системи освітлення. Потужність однієї лампи  $W=250\text{В}$  обираємо за таблицею 23[17]

$$W = n \cdot w = 4 \cdot 250 = 1000\text{В.} \quad (4.9)$$

Після розрахунку можна зробити висновок, що на складі встановлено чотири лампи ДРЛ-250-2, з потужністю  $W=250\text{В}$ , силою світла  $F=10000\text{лм}$

#### 4.4 Безпека при надзвичайних ситуаціях

Стихійні дії сил природи, поки ще не повною мірою підвладні людині, наносять економіці держави і населенню величезний збиток. Стихійні лиха - такі явища природи, які викликають екстремальні ситуації, порушують

нормальну життєдіяльність людей і роботу об'єктів. Найбільш характерні стихійні лиха для різних географічних регіонів нашої країни - повені, селеві потоки і зсуви, снігові лавини, бурі і пожежі. Стихійні лиха виникають раптово і носять надзвичайний характер. Вони можуть руйнувати будівлі і споруди, знищувати виробництва, викликати загибель людей і тварин.

Ситуації при яких можлива допомога бульдозера:

Повені - тимчасове затоплення значної частини суші водою в результаті дій сил природи. Повені можуть бути викликані випаданням рясних опадів чи інтенсивним таненням снігу (льодовиків), спільною дією паводкових вод і крижаних заторів; підводними землетрусами.

Повені можна прогнозувати: встановити час, характер, очікувані його розміри і своєчасно організувати попереджувальні заходи, що значно знижують шкоду, створити сприятливі умови для проведення рятувальних і невідкладних аварійно-відновлювальних робіт. Рятувальні роботи при повенях спрямовані на пошук людей на затопленій території (посадка їх на плавзасоби - човни, плоти, баржі чи вертольоти) та евакуацію в безпечні місця. Обстановка в районі повені може різко ускладнитися в результаті руйнування гідротехнічних споруд. Роботи в цьому випадку проводяться з метою підвищення стійкості захисних властивостей існуючих дамб, гребель і насипів; попередження або ліквідації підмиву водою земляних споруд та нарощування їх висоти. За допомогою бульдозера можна організувати земляні відсічі і огорожі, які зможуть протистояти водяному напору і вберегти при збільшенні рівня води.

Селеві потоки та зсуви. Сель - раптово формується в руслах гірських річок тимчасовий потік, що характеризується різким підйомом рівня води і високим вмістом у ній твердого матеріалу. Він виникає в результаті інтенсивних і тривалих злив, бурхливого танення льодовиків або сніжного покриву і обвалення в русло великої кількості рихлоуламкового матеріалу. Маючи велику масу і швидкість пересування, селі руйнують будівлі, споруди, дороги і все інше на шляху руху. Боротьбі з селями приділяють

постійну увагу. Зсуви - ковзне зміщення мас гірських порід вниз по схилу під впливом сили тяжіння. Вони виникають на якій-небудь ділянці схилу або укосу внаслідок порушення рівноваги порід. Зсуви часто призводять до катастрофічних наслідків і набувають характеру стихійного лиха.

Більшість потенційних зсувів можна запобігти, якщо вчасно провести і організувати протизсувних режим: пристрій постійних водостоків, дренажів, тимчасових снігових каналів і валів для поверхневого стоку талих і зливових вод; планування поверхні стоку з вирівнюванням горбів, заповненням ям і каналів, закладенням тріщин, наданням ухилів безстічних ділячок, озеленення схилів. При селевих потоках і зсувах безпосереднє регулювання селів здійснюють гідротехнічні споруди. Основний спосіб боротьби з селями - закріплення і стимулювання розвитку ґрунтового і рослинного покриву на гірських схилах, і особливо в місцях зародження селів, а також зменшення надходження поверхневих вод, спуску талої води, перекачування води за допомогою насосів, правильне розміщення на схилах гір різних інженерних гідротехнічних споруд. Ефективний спосіб боротьби з селями - уловлювання їх спеціальними котлованами (які можна зводити за допомогою техніки), а також штучне розрідження селевого потоку водою. Рятувальні та аварійно-технічні групи рятують людей і евакуюють їх в безпечні райони, влаштовують проїзди, очищають оглядові колодязі і камери на комунально-енергетичних мережах, відновлюють дороги, гідротехнічні та дорожні споруди.

Бурі виникають при проходженні глибинних циклонів і являють собою рух повітряних мас (вітер) з величезною швидкістю. При проходженні бурі можуть руйнуватися будинки, лінії електропередач і зв'язку, будівлі та споруди, виводиться з ладу різна техніка - спостерігається виникнення шкідливих наслідків. При бурях проводяться попереджувальні, рятувальні та аварійно-відновлювальні роботи. У районах, найбільш схильним дії бурі будівлі та споруди будують з найбільш міцних матеріалів, з найменшою парусністю, ставлять найбільш міцні опори ліній електропередач і зв'язку,

для укриття людей зводять заглиблені споруди. Попереджувальні роботи спрямовані на зниження шкідливих наслідків бурі - закріплюються техніка та окремі будови, у приміщеннях і житлових будинках закривають двері, вікна, відключають електромережі, газ, воду. Рятувальні та аварійно-відновлювальні роботи спрямовані на порятунок людей із завалів, надання їм допомоги відновлення пошкоджених будівель, споруд, засобів зв'язку і ЛЕП тощо.

Пожежі - стихійне поширення горіння, проявляється в нищівній дії вогню, що вийшов з-під контролю людини. Виникають пожежі як правило, при порушенні заходів пожежної безпеки, в результаті розрядів блискавки, самозаймання й інших причин.

Лісові пожежі - некерований горіння рослинності, яке на площі лісу. Залежно від того, в яких елементах лісу поширюється вогонь, пожежі поділяються на низові, верхові та підземні (грунтові), а від швидкості просування крайки пожежі і висоти полум'я пожежі можуть бути слабкими, середньої сили і сильними. Найчотіше пожежі бувають низові.

Ліквідація пожежі складається із зупинки пожежі, його локалізації, датування. Основні способи гасіння лісових пожеж: гасіння пожежі водою або розчинами вогнегасних хімікатів, відпал (пуск зустрічного вогню), закидання ґрунтом крайки пожежі, пристрої загороджувальних і мінералізованих смуг і канав.

## 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

Подальші розрахунки економічної ефективності розраховуються згідно з [18-19]:

$$\mathcal{E}_r = C_1 \frac{B_2}{B_1} \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} + \frac{I_1 - I_2 - E_H(K_2 - K_1)}{P_2 + E_H} - C_2, \quad (5.1)$$

де  $C_1, C_2$  - відповідно собівартість базисного і проектного барабана, грн;

$\frac{B_2}{B_1}$  - коефіцієнт обліку економії по потужності у проектного вузла в порівнянні з базовим;

$B_1, B_2$  - річні витрати по потужності, при використанні базисної і

проектної моделі, кВт/год

$$B = P \cdot F_k \cdot K_{pr} \cdot K_v, \quad (5.2)$$

де  $P$  - вантажопідйомність крана, т;

$F_k$  - річний календарний фонд часу

$$F_k = D \cdot S \cdot t_{cm}, \quad (5.3)$$

$D$  - кількість робочих днів в році,  $D = 251$ ;

$S$  - кількість змін,  $S = 1$ ;

$t_{cm}$  - тривалість зміни,  $t_{cm} = 8$ ;

$K_{pr}$  - коефіцієнт використання крана,  $K_{pr} = 0,8$ ;

$K_v$  - коефіцієнт використання крана за часом,  $K_v = 0,9$ .

Використовуючи формулу (5.3) знаходимо

$$B_1 = 46 \cdot 2008 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 43373 \text{ кВт} / \text{год};$$

$$B_2 = 46 \cdot 2008 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 43373 \text{ кВт} / \text{год}.$$

$E_n$  - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

$$(E_n = 0,2);$$

$P_1, P_2$  - норма амортизаційних відрахувань від балансової вартості базисного і проектного вузла,  $P_1 = P_2 = 0,07$ , з розрахунку терміну служби рівному 15-ти рокам;

$K_1, K_2$  - супутні капітальні вкладення споживача при використанні ним базисного і проектного вузла в розрахунку на обсяг продукції, грн.

$$K = K_{mp} + K_m, \quad (5.4)$$

де  $K_{mp}$  - витрати на транспортування крана,

$K_m$  - вартість монтажу крана

За формулою (3.4.4)

$$K_1 = 21000 + 55000 = 76000 \text{ грн};$$

$$K_2 = 29000 + 60000 = 89000 \text{ грн}.$$

$I_1, I_2$  - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним базисного і проектного вузла на обсяг продукції, що виробляється за допомогою проектного вузла, грн

$$I = C^3 + 3П + C_{всн} + C_p, \quad (5.5)$$

де  $C_3$  - витрати на електроенергію,

$$C^3 = F_k \cdot P_y \cdot K_{np} \cdot K_e \cdot \mathcal{E}, \quad (5.6)$$

де  $P_y$  - встановлена потужність приводу, кВт/год;

$\mathcal{E}$  - вартість електроенергії

$$C_1^3 = 2008 \cdot 40 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,3 = 17349 \text{ грн};$$

$$C_2^3 = 2008 \cdot 40 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,3 = 17349 \text{ грн}.$$

$ЗП$  - витрати на заробітну плату кранівника

$$ЗП = Z \cdot F_k \cdot K_\delta = 23 \cdot 2008 \cdot 1,25 = 57730 \text{ грн}, \quad (5.7)$$

де  $Z$  - годинна тарифна ставка оператора, грн/год;

$K_\delta$  - коефіцієнт додаткової заробітної плати,  $K_\delta = 0,25 \cdot 3_{осн}$ ;

$C_{всп}$  - витрати на допоміжні матеріали,  $C_{всп} = 0,2 \cdot C_3$ ;

$C_4$  - витрати на ремонт і технічне обслуговування.

Використовуючи формулу (5.5)

$$I_1 = 17349 + 57730 + (0,2 \cdot 17349) + 5000 = 83549 \text{ грн};$$

$$I_2 = 17349 + 57730 + (0,2 \cdot 17349) + 5000 = 83549 \text{ грн}.$$

Підставивши всі отримані величини в формулу (5.1) отримаємо економічний ефект проєктованого вузла:

$$\begin{aligned} \Delta E_r &= 217282 \cdot \frac{43373}{43373} \cdot \frac{0.07 + 0.15}{0.07 + 0.15} + \frac{83549 - 83549 - 0.15 \cdot (89000 - 76000)}{0.07 + 0.15} - 203072 = \\ &= 5346,36 \text{ грн.} \end{aligned}$$

Зменшення за потужністю приводу підйому складо

$$\Delta B = B_2 - B_1 = 43373 - 43373 = 0 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт економічної ефективності розраховується за формулою згідно із [16]:

$$E_p = \frac{C_1 - C_2}{K} = \frac{217282 - 203072}{82394} = 0,4 \quad (5.8)$$

Період окупності є зворотним показником коефіцієнту економічної ефективності:

$$T = \frac{1}{E_p} = \frac{1}{0,4} = 2,5 \text{ роки.} \quad (5.9)$$

Таблиця 5.1 - Техніко-економічні показники проекту

Показник	Одиниця виміру	Спроектований кран
Маса крану	т.	34
Грудомісткість виготовлення крана	норма- годин	130
Витрати на виготовлення	грн	217282
Економічний ефект	грн	170769,0
Термін окупності	років	2,5

## ВИСНОВКИ

У дипломній роботі модернізовано козловий електричний кран для лісоскладу з вантажозахватним пристроєм вантажопідйомністю 10т і швидкістю пересування  $V = 1\text{ м/с}$ , для якого розраховані механізми:

- головного підйому;
- пересування візка;
- пересування крану.
- конструкції гідравлічного грейфера.

У розділі НДРС було зроблено огляд літературних джерел та патентний пошук з метою модернізації конструкції грейфера та дослідження процесу раціонального гальмування механізму підйому та пересування.

У розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» розглянуті особливості роботи крана, пропонувані до нього вимоги по охороні праці, зроблений розрахунок висвітлення робочої зони. Розглянуто питання кондиціонування кабін, засобу пожежегасіння.

Дано характеристику негативних факторів, розглянуті санітарно-захисні зони, припустимі рівні впливу електромагнітного випромінювання, і методи боротьби з ними.

У розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» розрахована оцінка стійкості козлового крану до впливу ударної хвилі вибуху газоповітряної суміші. При надлишковому тиску понад 18,4 кПа ударна хвиля вибуху газоповітряної суміші викличе перекидання козлового крана, а при тиску 17,5 кПа, опрокидування не відбудеться.

В технологічній частині надано процес механічної обробки букси.

В графічній частині надані: кран в цілому, грузовий і ходовий візки, платформа вантажна, схема системи змазки крану, опори: привідна та холоста, вантажозахватний пристрій.

Спеціальною частиною дипломного проекту передбачена модернізація механізму пересування крану, з метою підвищення техніко-економічних показників **КОЗЛОВОГО** крану.

Після модернізації оптова ціна крана зменшилась з 781075,0 грн. до 729168,0 грн.

Економічний ефект або чистий **дохід** склав 170769,0 грн, що підтверджує доцільність модернізації.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ ЕВСБДМ ХНАДУ 2025

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. **Підйомно-транспортні машини** : навчальний посібник / О.М. Єфименко, О.Г. Богатов, С.В. Мінка. – Харків : ХНАДУ, 2019. – 356 с.
2. **Козлові та мостові крани** : навчальний посібник / В.М. Кравченко, І.М. Шевченко. – Київ : Центр учбової літератури, 2017. – 342 с.
3. **Вантажопідіймальні машини загального призначення** : навчальний посібник / О.С. Марченко, Ю.П. Петренко. – Київ : Ліра-К, 2016. – 398 с.
4. **Проектування підйомно-транспортних машин** : навчальний посібник / І.М. Шевченко, В.А. Поліщук. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 332 с.
5. **Грейферні вантажозахоплювальні пристрої** : навчальний посібник / А.В. Бондаренко, С.М. Климчук. – Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2020. – 246 с.
6. **Механізми підйому та пересування вантажопідіймальних машин** : навчальний посібник / Ю.П. Петренко, О.Г. Богатов. – Харків : ХНАДУ, 2018. – 296 с.
7. **Гальмівні пристрої підйомно-транспортних машин** : навчальний посібник / М.М. Гнатюк, О.В. Савченко. – Львів : Львівська політехніка, 2019. – 224 с.
8. **Електрогідравлічні приводи машин і механізмів** : навчальний посібник / Д.О. Литвиненко, Ю.П. Петренко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 288 с.
9. **Надійність і довговічність машин** : навчальний посібник / О.М. Єфименко, С.В. Мінка. – Харків : ХНАДУ, 2020. – 228 с.
10. **Динаміка підйомно-транспортних машин** : навчальний посібник / О.В. Савченко, М.М. Гнатюк. – Львів : Львівська політехніка, 2018. – 272 с.
11. **Металоконструкції вантажопідіймальних машин** : навчальний посібник / О.С. Кравченко, Д.О. Литвиненко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 288 с.

12. **Експлуатація та технічне обслуговування вантажопідіймальних кранів** : навчальний посібник / Л.В. Коваленко, М.М. Гнатюк. – Львів : Львівська політехніка, 2016. – 244 с.

13. **Основи проектування гальмівних систем машин** : навчальний посібник / Ю.П. Петренко, О.Г. Богатов. – Харків : ХНАДУ, 2019. – 236 с.

14. **Безпека життєдіяльності та охорона праці** : навчальний посібник / Ю.В. Буц, О.І. Богатов, О.Г. Зима, О.В. Крайнюк, С.В. Мінка. – Харків : ХНЕУ ім. Семена Кузнеця, 2020. – У 2 ч. Ч. 2. – 178 с.

15. **Охорона праці у вантажопідіймальних машинах** : навчальний посібник / М.О. Климчук, В.І. Панасюк. – Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2019. – 214 с.

16. **ДСТУ EN 13001-1:2019** Крани. Загальні вимоги до розрахунку. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.

17. **ДСТУ EN 13001-2:2019** Крани. Навантаження. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.

18. **ДСТУ EN 13001-3-1:2019** Крани. Граничні стани та перевірка металоконструкцій. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.

19. **ДСТУ ISO 12100:2019** Безпечність машин. Загальні принципи проектування. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.

20. **Методичні рекомендації до виконання кваліфікаційних робіт для здобувачів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»**. – Харків : ХНАДУ, 2024. – 52 с.