

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)
Деталі машин і підійомно-транспортні механізми
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Аналіз конструкції мостового крану
„KONE“

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-322

Спеціальності 133 „Тягарове машинобудування“
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Підійомно-транспортні, дорожні, маляр. машини і обладнання
Котов В.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник Доц. Іван Фролов

(прізвище та ініціали)

Рецензент Доц. Леонід Мартовицький

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний факультет
Кафедра Деталі машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 „Танузове машинобудування“
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, напірчастовні машини і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Мартовичук Л.М.

« 15 »

04

20 26 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Котова Віталія Олегівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Аналіз конструкції мостового крану „KONE“

керівник проєкту (роботи) Григор'єв Роман Олександрович доцент, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 15 » 04 20 26 року № 163

2. Строк подання студентом проєкту (роботи)

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Конструкція мостового крану

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції і роботи мостового крану. 2. Аналіз конструкції мостового крану. 3. Конструкторський розділ. 4. Охорона праці на підприємстві. 5. Висновок

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

Загальний вид - 1 лист А1; обладнання крана - 1 лист А1; Візок - 1 лист А1; механізм підйому - 1 лист А1; механізм пересування крана - 1 лист А1; механізм пересування візка - 1 лист А1

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота, присвячена вантажопідйомним машинам, включає розрахункову та графічну частини. Пояснювальна записка викладена на 80 аркушах, містить 17 ілюстрацій та 2 додатки.

Метою даної роботи є дослідження конструкції мостового крана виробництва компанії Konecranes із заданими технічними характеристиками: вантажопідйомність - 180 т, проліт - 24 м, швидкість підйому - 0,2 м/с, швидкість переміщення крана - 0,66 м/с, швидкість руху візка - 1,33 м/с. Експлуатація обладнання передбачається в режимі М5.

Мостові ливарні крани відіграють ключову роль у підйомно-транспортних процесах металургійного виробництва. Вони використовуються для переміщення, заливання та розливання розплавленого металу. Зокрема, такі крани застосовують під час подачі чавуну в конвертори або до завантажувальних зон електропечей, а також для транспортування ковшів із рідкою сталлю до приймальних пристроїв чи установок типу «піч-ківш» для подальшої обробки металу.

Крани ливарного типу призначені для роботи в умовах конвертерних та електросталеплавильних цехів і характеризуються експлуатацією в складних режимах. У процесі роботи вони зазнають значних статичних і динамічних навантажень, а також ударних впливів, що обумовлено особливостями технологічного процесу.

Залежно від функціонального призначення металургійні ливарні крани поділяються на транспортувальні, заливальні та розливні.

Ключові слова: КРАН, КАНАТ, БЛОК, ТРАВЕРСА, ВІСЬ, ПІДВІСКА, НАПРУЖЕННЯ, ПІДШИПНИК, ДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМО, МУФТА, ШКІВ, ВІЗОК, БУКСА, ОПІР ПЕРЕСУВАННЮ, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА, ШВИДКІСТЬ ПІДЙОМУ.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	4
ЗМІСТ	5
ВСТУП	7
1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ І РОБОТИ МОСТОВОГО КРАНА	8
1.1 Основні вузли мостових кранів	10
1.2 Основні параметри мостових кранів.....	10
2. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МОСТОВОГО КРАНА	12
2.1 Аналіз металоконструкції крана.....	12
2.2 Аналіз механізму пересування крана	18
2.3 Аналіз конструкції механізму підйому крана	21
2.4 Візок крана.....	23
2.5 Електроживлення крана і візка.....	24
3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	28
3.1 Розрахунок механізму підйому вантажу	28
3.1.1 Вихідні дані та кінематична схема підйому вантажу	28
3.1.2 Вибір схеми та кратності поліспасти	29
3.1.3 Вибір вантажного каната	30
3.1.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	32
3.1.5 Вибір вантажного гака	33
3.1.6 Розрахунок блоків та барабана.....	34
3.1.7 Вибір електродвигуна.....	36
3.1.8 Вибір редуктора	37

3.1.9 Вибір гальма	6
3.3 Розрахунок механізму пресування візка	38
3.3 Розрахунок механізму пресування візка	51
4. ОХОРОНА ПРАЦІ НА ПІДПРИЄМСТВІ.....	58
4.1 Аналіз потенційних небезпек	58
4.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки	59
4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	62
4.4 Заходи з пожежної безпеки.....	65
Визначення категорії приміщення в конструкторському бюро.....	65
Визначення класу пожежі	66
Вибір первинних засобів пожежогасіння	66
Опис установки електричної пожежної сигналізації	67
4.5. Заходи по забезпеченню техніки безпеки	69
5. ВИСНОВОК.....	75
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	76
ДОДАТОК А – ДОВІДКОВІ ДАНІ.....	78
ДОДАТОК Б – ТЕХНІЧНІ ДАНІ І ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНІЗМІВ КРАНА	80

ВСТУП

Підйомно-транспортні машини та механізми (ПТМ) є ключовим елементом системи механізації й автоматизації вантажно-розвантажувальних процесів у промисловості та сільському господарстві. Їхнє застосування набуває особливої ефективності у випадках комплексної механізації виробництва, коли всі технологічні операції об'єднані в єдиний безперервний цикл, а розриви між окремими етапами мінімізовані або повністю усунуті.

Важливу роль ПТМ відіграють на металургійних підприємствах, де необхідно своєчасно переміщувати значні обсяги різноманітних вантажів: сировину, паливо, допоміжні матеріали, напівфабрикати, готову продукцію та відходи виробництва. Для забезпечення безперервності таких процесів потрібні надійні, раціонально спроектовані та малометалоємні конструкції вантажопідйомного обладнання.

Проектування, вибір і монтаж підйомно-транспортних машин виконують інженери та технічні спеціалісти не лише у профільних підприємствах, а й у широкому спектрі галузей промисловості, оскільки ПТМ є невід'ємною частиною практично будь-якої системи механізації виробничих процесів. Їх використання забезпечує підвищення продуктивності, надійності та безпеки технологічних операцій.

Отже, підйомно-транспортні машини становлять значний інженерний та методичний інтерес як об'єкт проектування, що робить їх важливою складовою підготовки майбутніх інженерів і конструкторів машинобудівного профілю.

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ І РОБОТИ МОСТОВОГО КРАНА

Мостовими називають такі крани, у яких вантажозахоплюючий орган підвішений до талі або вантажного візка, що переміщуються по прогоновій конструкції – мосту. Конструкція мостових кранів, їх класифікація та основні параметри визначаються сучасними нормативними та науковими підходами [1], [4], [6]. До мостових кранів відносять обладнання як загального призначення (з гаковими підвісками), так і спеціалізоване - з грейферними, магнітними або контейнерними захоплювачами, а також металургійні крани, що функціонують у важких умовах.

За компоновкою мостові крани поділяють на:

- опорні - з мостом, що спирається на надземні кранові рейки;
- підвісні - підвішуються до нижньої полиці підкранового шляху.

Розглянутий кран належить до спеціалізованих металургійних кранів, які безпосередньо інтегровані в технологічний процес виробництва сталі. Такі крани виконують не лише транспортні, а й технологічні операції, пов'язані з переміщенням, утриманням і поворотом ковшів із розплавленим металом.

Основні режими роботи та класифікація кранів встановлюються відповідно до стандартів [7]

На головному підйомі застосовується траверса зі значною шириною рознесення гаків. Гаки закріплені на осях, а по краях траверси розміщені канатні блоки, змонтовані перпендикулярно до осей гаків. Для захисту траверси від теплового впливу рідкого металу нижню частину ківша обладнують захисними листами. Відстань між гаковими осями визначають залежно від габаритів сталерозливного ковша.

Механізм підйому розташований на вантажному візку, що переміщується по головних балках. Залежно від призначення кран може

містити один або два механізми підйому — основний та допоміжний. Допоміжний механізм має меншу вантажопідйомність та нижчу швидкість роботи, виконуючи допоміжні операції.

Міст ливарного крана складається з двох головних балок коробчастого перерізу та двох кінцевих балок. На верхньому поясі головних балок прокладені кранові рейки, по яких рухаються головний та допоміжний візки. Коробчастий переріз вибраний через високу жорсткість, можливість автоматизованого зварювання та добру працездатність при великих навантаженнях.

З'єднання елементів моста виконують болтовими або заклепковими з'єднаннями. До однієї з головних балок підвішується кабіна керування. Для ливарних та міксерних кранів вона здебільшого одноповерхова, з мінімальною висотою від головки рейки 2500 мм, тоді як розливальні крани часто мають багатопверхові кабіни висотою до 8700 мм. У верхній частині кабін розміщують електрообладнання та сходові марші.

Кабіна виконується закритого типу, з металевим каркасом та теплоізоляцією з мінерального волокна у стінках і підлозі. Надійна робота системи кондиціонування є критичною через високі температури в цеху. Керування краном здійснюється лише з кабіни, швидкість пересування моста зазвичай не перевищує 1 м/с. Вантажопідйомність металургійних мостових кранів коливається від 100+20 т до 500+100/20 т.

Через роботу у важких умовах крани зазнають статичних, динамічних, ударних і технологічних навантажень, тому відносяться до важких режимів роботи. Висота підйому становить 18–36 м, довжина прольоту — 16–34 м, швидкість підйому — 0,04–0,32 м/с. Маса таких кранів сягає 110–705 т.

Кран обов'язково оснащується системами безпеки: кінцевими вимикачами, обмежувачами рухів, протиутінними захватами, буферними пристроями. Кінцеві вимикачі механізму підйому налаштовують так, щоб після зупинки у верхньому положенні зазор між траверсою і упором був не

менше 200 мм (для електроталей — 50 мм). Вимикачі механізмів пересування встановлюють з урахуванням гальмівного шляху.

Для допуску до роботи застосовується марочна система: кожен працівник має ключ-марку, що одночасно розмикає коло керування і ідентифікує особу.

1.1 Основні вузли мостових кранів

Сучасні ливарні крани обладнують роздільними приводами ходових коліс. Міст спирається на 8-24 колеса й встановлюється на балансірні підвіски. Приводні колеса з'єднані з електродвигунами через зубчасті муфти, вертикальні редуктори та оснащені колодковими електромагнітними гальмами постійного струму.

Головний візок - зварна металева рама, яка рухається по рейках головних балок. На ньому встановлені механізми пересування і підйому. Привід візка також роздільний. Візок спирається на 4–8 коліс діаметром 560–1000 мм, частина з яких приводні.

Механізм головного підйому це найбільш відповідальний вузол, оскільки виконує підйом ковша з металом. Його особливість - два синхронізованих приводи, що забезпечують рівномірність руху траверси. Синхронізація досягається зачепленням зубчастих вінців барабанів. У механізмі передбачено чотири гальма та храпові пристрої, що дозволяють завершити цикл навіть при виході з ладу одного приводу.

Поліспастова система складається з барабанів із правою та лівою нарізкою для канатів, підшипникових опор, верхніх блоків і коромисел. Канати кріпляться по два кінці на кожному барабані.

1.2 Основні параметри мостових кранів

До ключових параметрів мостового крана відносять: вантажопідйомність, висоту та швидкість підйому, проліт, колію, масу, потужність приводів, режим роботи. При вантажопідйомності 180 т:

висота підйому гаків — 18–36 м;

проліт — 15,5–21,5 м;

швидкість пересування — 30–63 м/хв.

Допускаються відхилення швидкостей $\pm 15\%$, висот підйому $\pm 10\%$.

Конструкція крана повинна забезпечувати жорсткість, стійкість, геометричну незмінність, мінімальні залишкові напруження, а також зручність обслуговування та монтажу.

Прогонові балки підсилюють діафрагмами для підвищення стійкості та сприйняття навантажень від ходових коліс. Через зміну геометрії підкранових шляхів (знос рейок, ослаблення кріплень, осідання колон тощо) крани підлягають періодичним технічним оглядам: частковим — щороку, повним — раз на три роки (або п'ять років для рідко використовуваних кранів).

Під час огляду перевіряють також стан підкранового шляху та відповідність його геометричних параметрів нормативам.

2. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МОСТОВОГО КРАНА

Таблиця 2.1 Технічні характеристики крана.

Характеристика	Значення
Група режиму роботи крана по ИСО 4301/1	A4
Вантажопідйомність, т:	
- головного крюка	180
- допоміжного крюка	50
Швидкість підйому, м/с	
- головного крюка	0,2
- допоміжного крюка	0,25
Швидкість пересування, м/с	
- крана	0,66
- візка	1,33
Сумарна номінальна потужність електродвигунів, встановлених на крані, кВт, не більше	1250
Тип підкранової рейки	Rail Type A(Din536 Blatt 1)

2.1 Аналіз металоконструкції крана

Металоконструкція моста крана складається з пари повздовжніх головних балок коробчатого перерізу, які жорстко з'єднані між собою двома кінцевими балками аналогічного типу.

Коробчаті балки мають низку істотних переваг порівняно з відкритими профілями. Насамперед, замкнена форма забезпечує значно вищу несучу здатність при роботі елемента на згин у двох площинах та на кручення. Використання коробчатих балок забезпечує підвищену жорсткість і міцність конструкції, що підтверджується сучасними методиками розрахунку [2], [10]. Матеріал у такому перерізі розміщується переважно по периферії відносно

центра тяжіння, що приводить до збільшення моментів інерції та опору щодо осі y , а також різкого збільшення крутильного моменту інерції. Це дозволяє практично усунути втрату стійкості за згинально-крутильною схемою. Крім того, елементи із замкненим перерізом відрізняються стійкістю під час транспортування та монтажу та меншою сприйнятливістю до механічних дефектів.

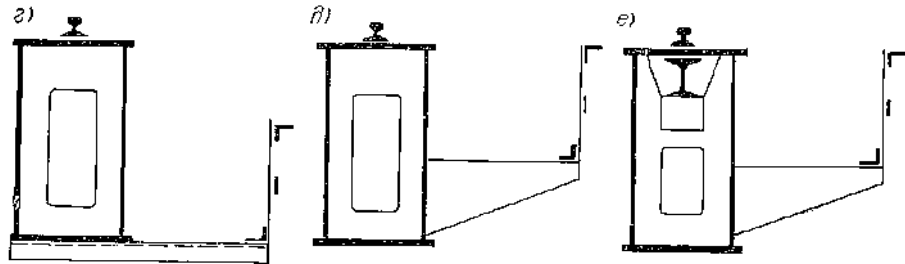


Рисунок 2.1 – Поперечний переріз балок коробчатого перетину

Попри технічні переваги, широкого застосування такі конструкції набули порівняно пізно через їхню нижчу технологічність та значно більшу трудомісткість виготовлення. Замкнені (коробчаті) перерізи доцільно використовувати тоді, коли необхідно забезпечити підвищену жорсткість у поперечному напрямку, немає можливості встановлення поперечних зв'язків або коли балка зазнає вигину у двох площинах чи дії крутного моменту за обмеженої будівельної висоти.

Наявність двох тонких стінок вимагає врахування їх локальної стійкості, що компенсується застосуванням діафрагм, стяжних болтів або інших внутрішніх зв'язків. Діафрагми виконують у вигляді пластин або рамок із вирізами, а для зниження концентрацій напружень у їхніх кутах утворюють скоси. У деяких випадках діафрагми встановлюють під кутом $30...60^\circ$ до вертикалі чи горизонталі, утворюючи просторову систему, однак такий варіант збільшує трудомісткість виготовлення.

Для окремих типів балок замість діафрагм можуть встановлюватися стяжні елементи між стінками, що утворюють просторову конструкцію, у якій

обидві стінки працюють спільно. Подібні заходи дозволяють зменшувати товщину листів і раціональніше використовувати метал.

У великих прольотах застосовується зміна висоти або товщини перерізу по довжині балки, що сприяє економії металу та забезпечує необхідну міцність і жорсткість. Важливою перевагою коробчатих балок є їх підвищений опір втомі, що особливо актуально для кранів важкого режиму роботи.

Попри загальну високу надійність, у процесі експлуатації—через 7–8 років або після 30 000–40 000 циклів—у вузлах стикування головних і кінцевих балок можливе утворення втомних тріщин. Це характерно для зон, які перебувають у температурно-навантажених умовах, тому на кран встановлюють теплозахисні екрани. Розрахунок на міцність та втому виконується відповідно до сучасних підходів машинобудування [11].

Загалом металоконструкція крана відповідає високим вимогам надійності, що є ключовим критерієм якості. Підвищення ресурсу можливе завдяки вдосконаленню зварних з'єднань, впровадженню сучасних розрахункових підходів, підвищенню точності виготовлення та використанню методів зміцнення поверхонь деталей.

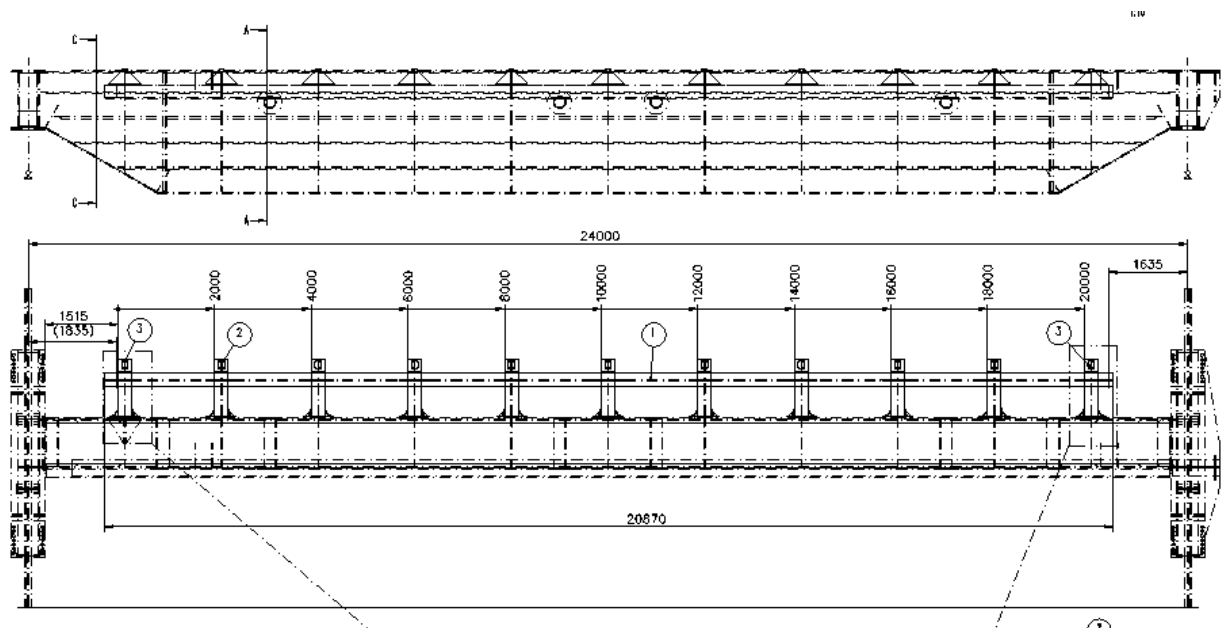


Рисунок 2.2 – Кінцева балка мостового крана

Кінцеві балки крана встановлені уздовж підкранових шляхів і забезпечують сприйняття та передачу навантаження від головних балок на колону, стіну або іншу несучу конструкцію. Першим елементом, що сприймає навантаження від підйомного механізму, є саме кінцева балка, після чого воно передається на підкранові конструкції.

Металева конструкція кінцевої балки включає два пояси, дві вертикальні стінки та діафрагми. Геометрія і параметри кінцевих балок уніфіковані залежно від вантажопідйомності, що дозволяє застосовувати типові технології їх виготовлення. Як матеріал використовується конструкційна сталь 09Г2С.

Пояси з'єднуються зі стінками зовнішнім зварюванням, а діафрагми приварюють по трьох сторонах, залишаючи технологічний зазор близько 2 мм від розтягнутого пояса. Висота балки виконана змінною для забезпечення необхідної жорсткості та демпфування коливань. Для підвищення місцевої стійкості ззовні приварюють ребра жорсткості.

Ключове значення має вузол стику головних та кінцевих балок. У цьому місці вимагається достатня просторово-гуманна жорсткість, оскільки саме воно сприймає горизонтальні навантаження та впливає на величину перекосу крана і знос ходових коліс. З'єднання виконують зварюванням унахлест із застосуванням накладок, що покращують якість шва та підвищують втомну міцність. З метою зменшення концентрації напружень кути швів скруглюють.

На кінцевій балці передбачено місця під букси і вузли встановлення ходових коліс. В експлуатації кінцева балка несе статичні, динамічні й вібраційні навантаження від маси вантажу, механізмів, кабіни та власної ваги, передаючи їх на рейки через колісні пари.

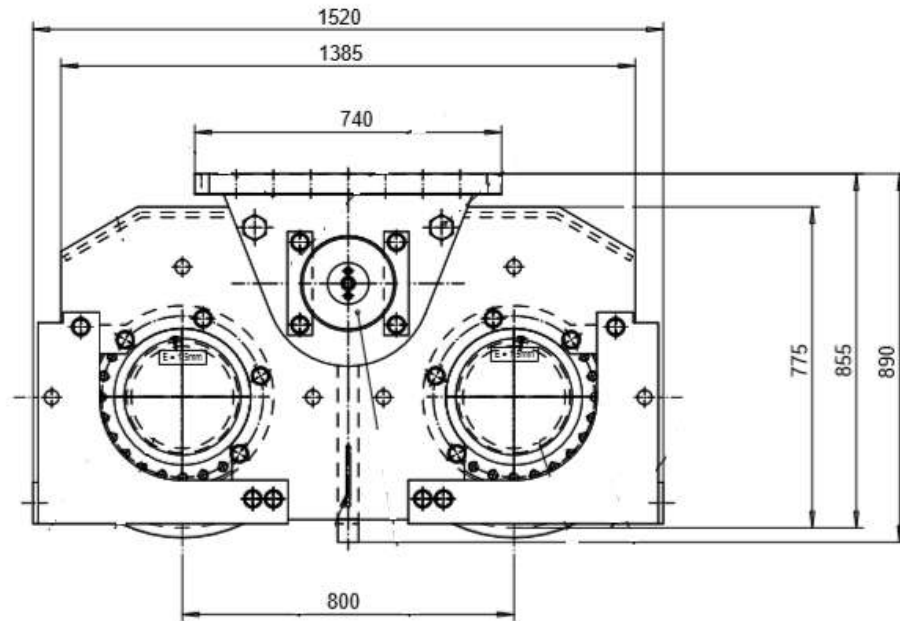


Рисунок 2.3 – Привідне колесо boige D 630

На мостовому крані застосовані дворебордні ходові колеса діаметром 630 мм. Для зменшення тертя між ребордами коліс і боковими поверхнями рейок використовують спеціальні напрямні ролики. Вони встановлені на ексцентриках, що дозволяє точно регулювати зазор і забезпечувати стабільність ходу крана. Вибір конструкції та параметрів ходових коліс здійснюється з урахуванням умов навантаження та експлуатації [1], [3].

Поверхня кочення коліс виконана циліндричною, завдяки чому збільшується площа контакту між колесом і рейкою. Це сприятливо впливає на зниження контактних напружень, однак водночас зменшує здатність колеса до самовстановлення на рейці. Для компенсації цього ефекту застосовується балансна система з буксами.

Балансири з буксами мають роз'єм під кутом 45° , що спрощує їх механічну обробку та монтаж. Крім того, така конструкція дозволяє збільшити відстань між підшипниками, що знижує додаткові навантаження від дії горизонтальних сил у процесі руху.

Дворебордні колеса є одним з найпоширеніших типів ходових коліс для мостових і козлових кранів. Їх основна перевага полягає у підвищеній стійкості крана на рейковому шляху, оскільки подвійні реборди забезпечують

більш надійне утримання колеса на рейці. Щільний контакт у зоні кочення також сприяє стійкості роботи механізму.

Разом з тим, вузьким місцем такої конструкції є підвищений рівень тертя між ребордами та рейками, що збільшує опір при русі, уповільнює пересування крана і прискорює зношування робочих поверхонь. Для зменшення цього негативного ефекту застосовують колеса, виготовлені з високоміцних сталей, що подовжує їх ресурс і зменшує інтенсивність зносу рейок. Однак використання таких матеріалів збільшує вартість виробу.

Одним з найважливіших параметрів надійності ходової частини крана є довговічність кранових коліс. Досвід експлуатації показує, що однією з найчастіших причин передчасного виходу з ладу є недотримання точності монтажу.

Під час встановлення ходових коліс необхідно дотримуватися таких вимог:

площина симетрії колеса повинна зміщуватися від теоретичної вертикальної площини осі рейки не більше ніж на 3 мм;

на одній стороні крана всі колеса повинні мати зміщення в одному напрямку.

Виконання цих умов суттєво збільшує строк служби ходових коліс і підвищує надійність пересування крана по підкранових шляхах.

2.2 Аналіз механізму пересування крана

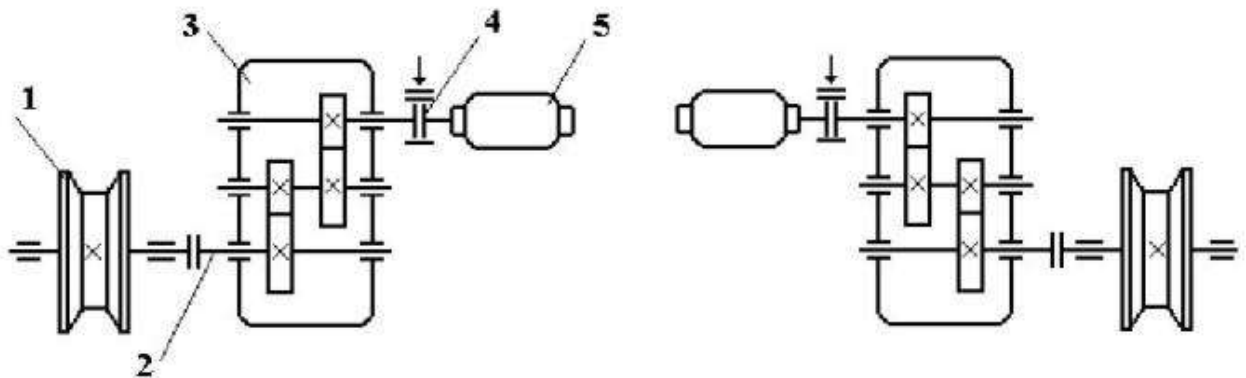


Рисунок 2.4 – Кінематична схема механізму пересування крана

1. Ходове колесо
2. Трансмісійний вал
3. Редуктор
4. Гальмо
5. Двигун

Механізм пересування моста виконано за схемою з роздільним приводом кожної групи ходових коліс. Конструктивно міст спирається на 16 коліс діаметром 630 мм через балансири. Із загальної кількості лише чотири колеса є приводними. Передача крутного моменту реалізується від електродвигуна через редуктор та зубчасті муфти безпосередньо до ходових коліс. Кожен привід додатково оснащений короткоходовим гальмом.

У практиці експлуатації на одному крановому шляху часто працює декілька ливарних кранів. Щоб зменшити ударні навантаження під час можливого контакту кранів між собою або при доїзді до упорів, на конструкції встановлюють енергопоглинаючі пружинні буфери. Електропривод механізму пересування забезпечує рух крана вздовж рейкового шляху та працює в режимі частого переходу між прямим і реверсивним обертанням. Тому для двигуна першочерговою вимогою є надійний реверс. Вибір електропривода та його характеристик здійснюється відповідно до вимог до динамічних режимів роботи [4], [11].

Для таких приводів застосовують або двигуни постійного струму з послідовним збудженням, або асинхронні двигуни з контактними кільцями. У розглянутій конструкції реалізовано систему плавного, безступінчастого регулювання швидкості. Вона забезпечує керування моментом і режимами гальмування асинхронних двигунів зі змінною частотою живлення та з векторним керуванням у замкнутому контурі.

Актуальна проблема енергоефективності безпосередньо пов'язана з якістю керування електродвигуном. Векторні системи дають приводам вантажопідйомного обладнання широку динаміку та великий діапазон регулювання швидкості. Принцип методу полягає в поділі керування за потокозчепленням і моментом, що дозволяє трактувати асинхронний двигун як аналог двигуна постійного струму з незалежним збудженням. Важливо, що при векторному керуванні вектор потокозчеплення та вектор струму підтримуються у взаємно перпендикулярному положенні, що майже вдвічі збільшує доступний момент порівняно з традиційними схемами частотного регулювання. Використання сучасних систем керування дозволяє підвищити енергоефективність приводу [10].

Просторова орієнтація вектора напруги та перетворення трифазної нерухомої системи координат у двофазну обертову лежать в основі цього методу. Завдяки цьому векторне керування дає такі можливості:

- блокування небажаних діапазонів швидкості (наприклад, пов'язаних із резонансними явищами);

- відновлення роботи двигуна після короткочасного зникнення напруги без потреби у використанні перекидального інвертора;

- формування дуже високих прискорень;

- отримання значного тягового моменту навіть на мінімальних швидкостях.

Система забезпечує плавний пуск, точне регулювання швидкості у широкому діапазоні, стабільну роботу в режимах підйому й силового спуску

вантажу, а також дозволяє обмежувати максимальний струм і динамічний момент двигуна.

Переваги векторного керування асинхронним двигуном:

- висока точність підтримання швидкості навіть при відсутності датчика;
- повністю плавний хід на малих обертах;
- при наявності датчика можливе отримання номінального моменту на швидкості, близькій до нуля;
- швидке реагування на раптові зміни навантаження;
- підвищений ККД двигуна завдяки зменшенню втрат на намагнічування та нагрів.

Недоліки:

- складність алгоритмів керування;
- необхідність точної інформації про параметри двигуна;
- більша залежність стабільності швидкості від навантаження порівняно зі скалярним керуванням.

Застосування роздільного приводу дозволяє відмовитись від довгих трансмісійних валів і знижує вартість монтажу та обслуговування. При такій схемі кожна кінцева балка має власний привід, а їхня синхронізація забезпечується жорсткістю металоконструкції моста. Привід складається з електродвигуна, гальма, редуктора та ходового колеса. Для компенсації неідеального співвісного розташування валів застосовують зубчасті або карданні муфти чи карданні вали.

Недоліком системи є збільшення кількості обладнання - двигунів, гальм і редукторів, а також підвищена чутливість до нерівномірності навантаження на протилежних сторонах мосту.

У сучасних роздільних приводах широко застосовуються компактні навісні вертикальні редуктори, які монтуються на шліцьовий кінець вала ходового колеса, а також фланцеві двигуни. Гальмо зазвичай розміщується на опорній плиті, закріпленій до редуктора або до муфти з'єднання двигуна з редуктором.

2.3 Аналіз конструкції механізму підйому крана

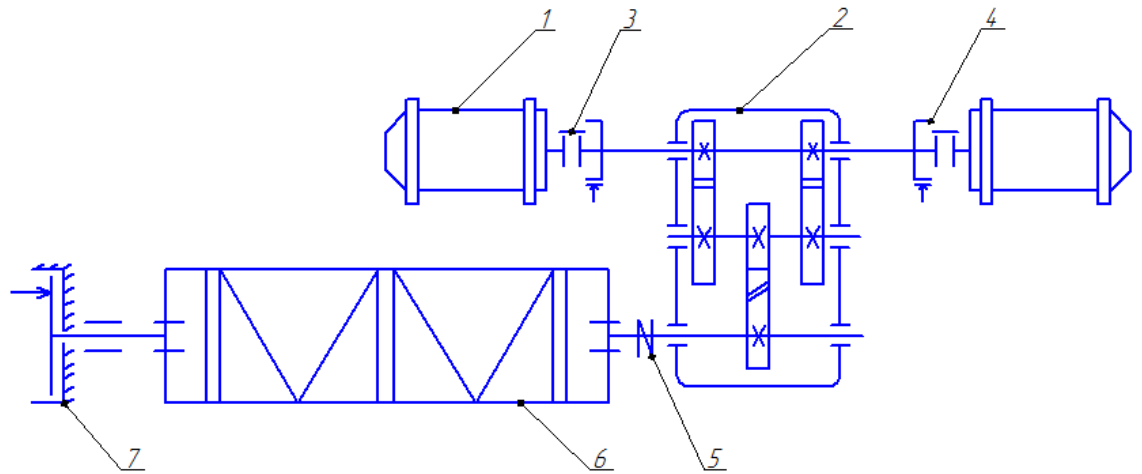


Рисунок 2.5 – Кінематична схема механізму підйому крана

1. Двигун
2. Редуктор
3. Муфта
4. Гальмо
5. Шліцева муфта
6. Барабан
7. Гальма дискові

Механізм підйому є ключовим і найбільш відповідальним вузлом крана, адже саме він забезпечує вертикальне переміщення ковша - його підйом та опускання. У загальному вигляді механізм складається з приводного вузла з барабаном, поліспадної системи та траверси, на якій закріплені гак або гакові підвіски. Передача крутного моменту від електродвигуна здійснюється через муфтові з'єднання на вхідний вал редуктора, а далі - безпосередньо на барабан.

Важливою особливістю конструкції є застосування трьох гальмівних пристроїв. Два гальма розташовані біля електродвигунів і виконують функцію основного утримання та гальмування вантажу. Третє гальмо встановлене на барабані й призначене для режиму послаблення каната, коли необхідно дещо розвантажити поліспаст або здійснити інші регулювальні операції. Така

компоновка є більш масивною та дорожчою, оскільки передбачає додатковий електродвигун, проте порівняно зі схемами з одним приводом вона забезпечує підвищений рівень безпеки роботи.

Для зменшення габаритних розмірів інколи застосовують двохопорний вихідний вал редуктора, який одночасно виконує функцію вала барабана. Його підтримка здійснюється з одного боку опорою редуктора, а з іншого — окремим підшипниковим вузлом барабана. Проте така конструкція накладає вимогу дуже точної паралельності між барабанним валом і проміжним валом редуктора під час монтажу. Недотримання цих умов призводить до порушення правильного зачеплення зубчастої передачі, що є недоліком схеми. Додатковим мінусом є те, що в цьому випадку не можна застосувати стандартний, нормалізований редуктор.

Поліспаст у механізмі підйому використовується для отримання механічного виграшу в силі. Він складається з набору рухомих та нерухомих блоків, об'єднаних одним канатом. Оскільки маса вантажу розподіляється між кількома гілками каната, сила натягу в кожній гілці зменшується пропорційно до їх кількості. Це дозволяє застосовувати канат меншого діаметра, а відповідно — барабан меншого розміру. Зменшення діаметра барабана веде до скорочення необхідного передавального числа редуктора, оскільки він працює на вищих частотах обертання. Усі ці фактори разом сприяють отриманню більш компактної, простої і полегшеної конструкції підйомного механізму. Розрахунок механізму підйому виконується з урахуванням вимог безпеки та надійності [5], [6].

У даному варіанті застосовується один барабан замість двох, що дещо збільшує габарити візка, однак дає можливість істотно скоротити кількість допоміжних елементів — редукторів, муфт та гальм. Це зменшує складність обслуговування та знижує загальну вартість конструкції, зберігаючи при цьому достатній рівень надійності.

2.4 Візок крана

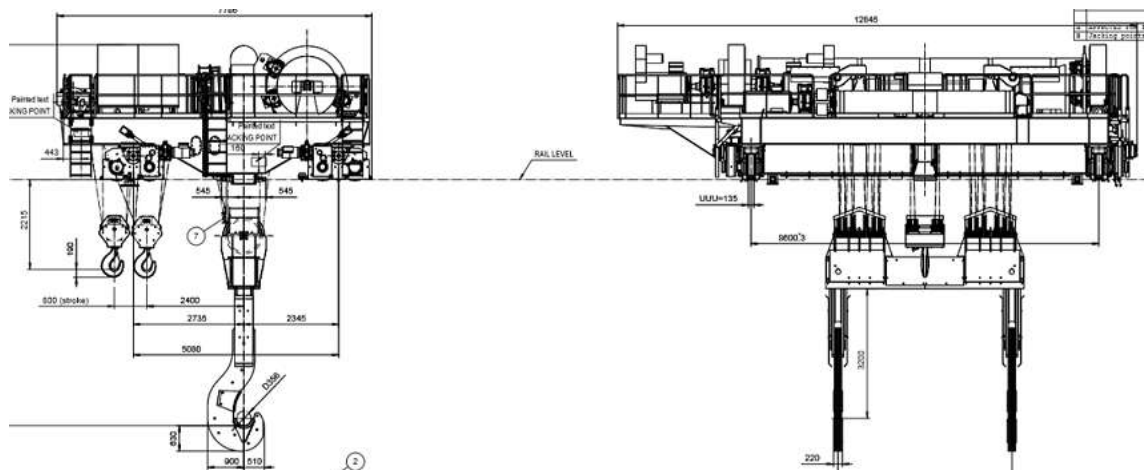


Рисунок 2.6 – Вантажний візок мостового крана вантажопідйомністю 180/50т.

Конструкція візків кранів великої вантажопідйомності базується на принципах уніфікації та взаємозамінності елементів [1], [4].

Візок крана являє собою зварну просторову конструкцію, виконану з листової сталі, на якій розміщені механізми головного та допоміжного підйому. Опираючись на ходові колеса, візок пересувається по мосту крана за допомогою механізму пересування і здатний переміщатися вздовж рейкового шляху.

Однією з характерних особливостей візків є їх модульна будова: конструкція формується з уніфікованих вузлів-блоків, кожен із яких є технологічно завершеним [1]. Механізми візка виконані за єдиною схемою, що забезпечує високу взаємозамінність стандартних елементів та деталей.

Розташування обладнання на рамі візка вибирається таким чином, щоб забезпечити максимально рівномірний розподіл навантаження між усіма ходовими колесами [1], [5]. З цією метою у підйомних механізмах застосовують барабани з двосторонніми нарізками та здвоєними поліспастами. Така компоновка дозволяє досягти вертикального підйому вантажу без перекосів, а також забезпечує симетричне передавання зусиль на ходові колеса за умов правильного розташування барабана відносно поздовжньої осі моста.

Оскільки на даному візку встановлено механізми як головного, так і допоміжного підйому, розміщення головного підйому виконано так, щоб навантаження на приводні колеса було більшим, ніж на неприводні. Це підвищує зчеплення та покращує роботу приводу.

Ходова частина візків великої вантажопідйомності виконується на балансирних підвізках, які забезпечують рівномірний розподіл навантаження на головні балки моста — як від власної маси візка, так і від маси вантажу, що підіймається.

Для встановлення механізмів на рамі передбачені спеціальні монтажні площадки (платиків), поверхні яких обробляються після зварювання, аби забезпечити точне позиціонування обладнання. Особливо високі вимоги пред'являються до обробки площадок під викатні букси механізму пересування. Похибки у їх розміщенні або геометрії призводять до неправильної установки ходових коліс, що спричиняє їх прискорений знос та порушує плавність ходу візка.

2.5 Електроживлення крана і візка

Електроживлення механізмів вантажного візка здійснюється за допомогою кранового струмопроводу. За конструктивним виконанням струмопроводи поділяють на кабельні та тролейні. Вибір систем електроживлення здійснюється з урахуванням вимог безпеки та надійності роботи обладнання [5].

Застосування гнучкого кабелю значно спрощує будову системи живлення, зменшує її масу й збільшує загальну надійність. Однак у процесі роботи крана кабель постійно змінює своє положення відносно металоконструкцій, що може спричинити його зношування, перегини, перекручування або навіть розрив. Тому необхідно забезпечити правильне укладання кабелю та його вільне переміщення під час роботи.

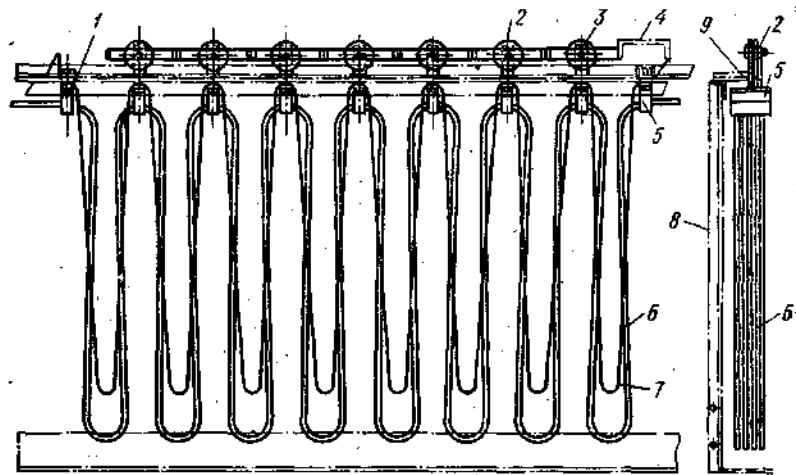


Рисунок 2.7 – Кабельний струмопровід з каретками

- 1 - нерухоме кріплення кабелю
- 2 - каретка
- 3 - ролик каретки
- 4 - поводок
- 5 - рухоме кріплення кабелю
- 6 - електрокабель
- 7 - допоміжний канат
- 8 - опора
- 9 - сталевий куточок

Для прокладання кабельного струмопроводу вздовж шляху пересування візка закріплюють жорстку направляючу (наприклад, сталевий кутик) або натягують допоміжний тонкий канат. По цих опорах рухаються каретки або ковзають підвіски, до яких закріплено електрокабель.

Один кінець кабелю жорстко приєднується до вводного коробу на конструкції крана, другий - кріпиться на рамі візка та з'єднується з апаратурою управління. Через кожні 2...3 м на кабель встановлюються каретки-підвіски. При віддаленні візка вони розтягуються вздовж направляючої, а при русі в зворотному напрямку спеціальний тягар або повідець збирає каретки у гірлянду.

Щоб запобігти надмірному натягу кабелю, каретки з'єднують допоміжним тросом, довжина ділянок якого менша за відстань між ними, що обмежує можливий розрив або перевантаження кабелю.

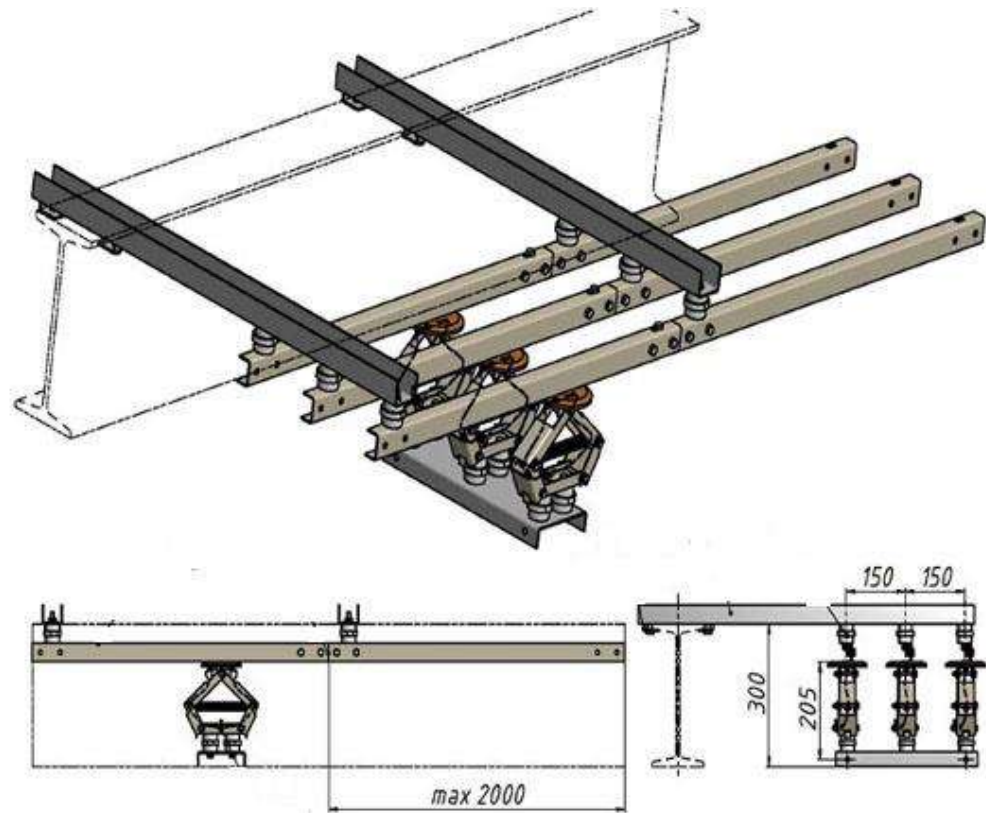


Рисунок 2.8 – Тролейний струмопровід

Живлення самого крана здійснюється через тролейний струмопровід. Такий струмопровід складається з окремих секцій, кожна з яких являє собою захисний корпус із поздовжньою щілиною знизу для руху струмознімальної каретки. Усередині корпусу розміщені тролєї, змонтовані в ізоляторах з можливістю осьового переміщення.

Сусідні секції з'єднані жорстко, однак температурні зміни довжини тролей компенсуються спеціальними компенсаційними секціями. Такі секції складаються з двох ділянок тролей, кожна з яких здатна вільно зміщуватися в ізоляторах. Між ними залишають повітряний зазор, величина якого змінюється в залежності від температури середовища.

При зниженні або підвищенні температури тролєї подовжуються чи скорочуються, переміщуючись у напрямку компенсаційної секції, що дозволяє уникнути деформацій струмопроводу.

Попри конструктивні переваги, тролейні струмопроводи мають низку недоліків:

- складніша конструкція компенсаційної секції знижує рівень уніфікації;
- монтаж вимагає точної настройки повітряного зазору відповідно до температурних умов під час інсталяції;
- забезпечити абсолютну прямолінійність траси важко, що призводить до заклинювання або прогинання тролей;
- можливе зближення фаз із подальшим міжфазним коротким замиканням;
- зростає ризик відмови струмознімальної каретки в місцях переходу через компенсаційні секції.

Усі ці фактори впливають на експлуатаційну надійність системи й потребують підвищеної уваги під час монтажу та технічного обслуговування.

3. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок механізму підйому вантажу

3.1.1 Вихідні дані та кінематична схема підйому вантажу

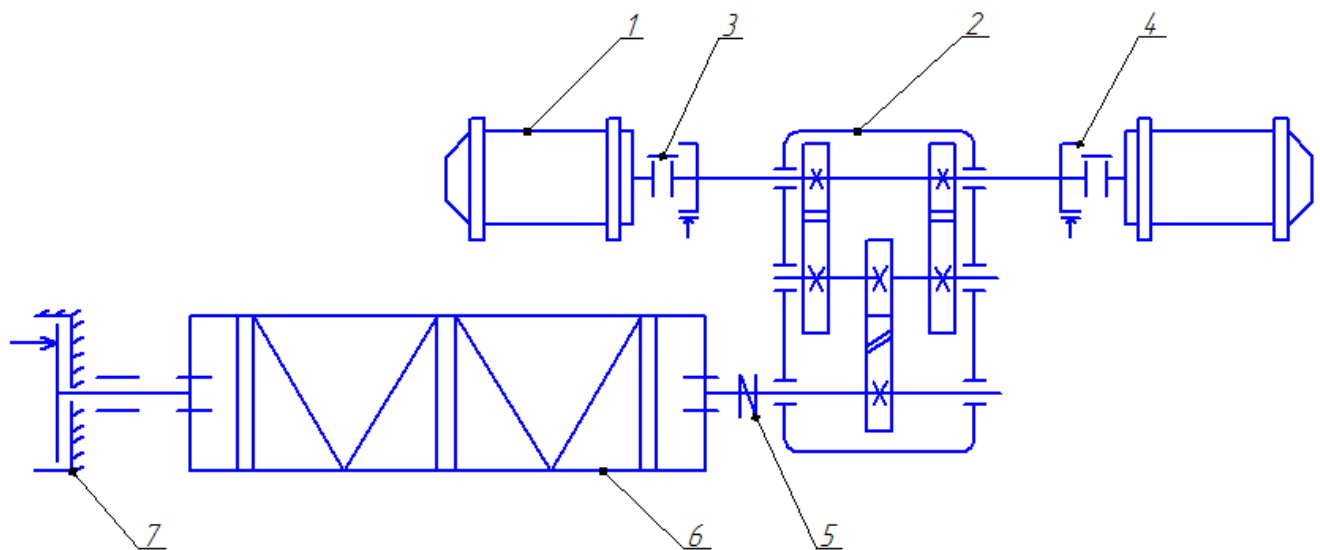


Рисунок 3.1 – Кінематична схема підйому вантажу

1. Двигун
2. Редуктор
3. Муфта
4. Гальмо
5. Шліцева муфта
6. Барабан
7. Гальма дискові

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку крана

Параметри	Значення
Вантажопідйомність загальна Q_1 , т	180
Вантажопідйомність допоміжного підйому Q , т	50
Виліт L , м	24
Висота підйому вантажу H , м	25
Група режиму роботи механізму	середній (M5), $Z_p=4,5$
Швидкість підйому $V_{\text{ван}}$, м/с	0,2
Швидкість руху візка $V_{\text{в}}$, м/с	1,3

3.1.2 Вибір схеми та кратності поліспасти

Для механізму підйому вантажу обирається схема поліспасти, виходячи з функціонального призначення крана, конструктивних особливостей та рекомендацій викладача.

З урахуванням необхідності забезпечення:

- зменшення зусилля на канат;
- компактності конструкції барабана;
- рівномірного розподілу навантаження на ходові колеса візка,
- вибираємо здвоєний поліспаст з кратністю $n = 12$ [1], [7].

Це рішення дозволяє:

- Зменшити діаметр каната та барабана;
- Підвищити надійність механізму підйому;
- Забезпечити економію матеріалів і компактність конструкції.

Визначаємо ККД поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta_0 + \eta^2 + \dots + \eta^{I_n-1}}{i_n} = \frac{1 + 0,98 + 0,98^{11}}{12} = 0,93 \quad (3.1.1)$$

де $\eta = 0,98$ [12] - ККД блоку на підшипниках кочення, що враховує витрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість канату;

i_n – кратність поліспасти;

n – кількість блоків.

3.1.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами НПАОП 0.00 - 1.01 - 07 канат обираємо за розривним зусиллям $F_{розр}$, Н

$$F_{розр} = Z_p \cdot F_{max} \leq [F]_{розр} \quad (3.1.2)$$

$$F_{розр} = 4,5 \cdot 247600 = 1114200 \text{ Н}$$

де $Z_p = 4,5$ - коефіцієнт запасу міцності каната згідно режиму роботи (табл.3.1.2);

F_{max} - найбільше зусилля в канаті, Н

$$F_{max} = \frac{10^4 (Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n} \quad (3.1.3)$$

$$F_{max} = \frac{10^4 (180 + 4,5)}{2 \cdot 4 \cdot 0,93} = 247600$$

$$G_n = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q \quad (3.1.4)$$

$$G_n = 0,02 \dots 0,03 \cdot 180 = 3,6 \dots 5,4;$$

Маса підвіски буде дорівнювати 4,5 т.

де Q - маса вантажу, т;

G_n - маса підвіски, т;

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

Таблиця 3.2 – Мінімальні значення коефіцієнтів використання канатів Z_p

Група класифікації механізму		Рухомі канати	Не рухомі канати
згідно ГОСТ 25835	згідно ISO 4301/1	Z_p	
1М	М1	3,15	2,5
1М	М2	3,35	2,5
1М	М3	3,55	3,0
2М	М4	4,00	3,5
3М	М5	4,50	4,0
4М	М6	5,60	4,5
5М	М7	7,10	5,0
6М	М8	9,00	5,0

Канат вибираємо за ГОСТ 2688-80, ГОСТ 7667-80, ГОСТ 766-80 за табл. Д.1 (див. додаток А) згідно розривного зусилля.

Обираємо сталевий канат подвійного завивання ЛК-Р конструкції 6х19 (1+6+6/6) + 1 о.с. за ГОСТ 2688-80 [табл. 3.3], з умовним позначенням:

Канат 32 – Г – І – ОЖ – Н – 1370 ГОСТ 2688-80

Таблиця 3.3 – Характеристики канату

Параметри	Значення
Маркувальна група, МПа	1370
Діаметр d_k , мм	51
Маса каната (1000м), кг	9545
Розривне зусилля $F_{розр}$, Н	1135000

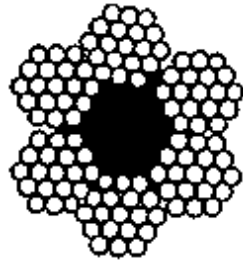


Рисунок 3.2 – Канат подвійного завивання типу ЛК – Р конструкції 6 × 19 (1+6+6/6) + 1 о.с. за ГОСТ 2688 - 80

3.1.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Спочатку визначимо величину зусилля в канаті в точці його закріплення на барабані. Розрахунок виконуємо за залежністю:

$$F_{\kappa} = \frac{F_{\max}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{247600}{2,72^{0,16 \cdot 3,14}} = 55000 \text{ кН}; \quad (3.1.5)$$

де $e=2,72$ – основа натурального логарифма;

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

$\alpha=3 \cdot \pi$ – (1,5 витка) – кут охоплення барабана незмотуємими гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці [5].

Отримане зусилля використовується для визначення кількості болтів, необхідних для надійної фіксації каната. Мінімальна кількість болтів визначається за співвідношенням:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{\kappa p}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 55000}{15^2 \cdot 60} = 12 \quad (3.1.6)$$

де d_1 – діаметр болтів.

$[\sigma]_p=50\text{-}60$ МПа для Ст.3–допускане напруження розтягу для болтів.

Для конструкції приймаємо **$Z = 12$ болтів**, що забезпечує необхідний запас міцності та відповідає вимогам до надійності кріплення каната [9].

3.1.5 Вибір вантажного гака

Вантажний гак підбираємо відповідно до номінальної вантажопідіймальності механізму $Q = 180$ тта режиму роботи М5 [1]. Згідно з вимогами стандарту, обираємо поковку **однорогого гака типу 4-1 за ГОСТ 6619–75**, наведений на рисунку 3.3 (див. додаток А).

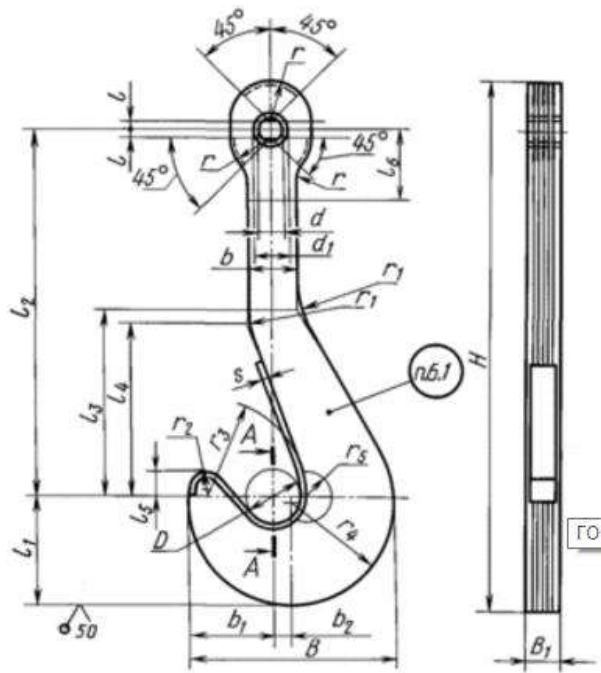


Рисунок 3.3 – Гак 4-1 ГОСТ 6619-75

Примітки до вибору гака:

ГОСТ не нормує кількість та товщину пакетних пластин, а також число і діаметр заклепок — ці параметри уточнюють на етапі проектування.

Допустиме відхилення розміру B_1 не повинно перевищувати сумарну похибку товщин пластин більш як на 3 мм.

Довжина втулки в отворах гака визначається конструктивно, згідно з фактичним значенням розміру B_1 .

Обрана заготовка відповідає вимогам міцності та нормативним параметрам для даної вантажопідіймальності.

3.1.6 Розрахунок блоків та барабана

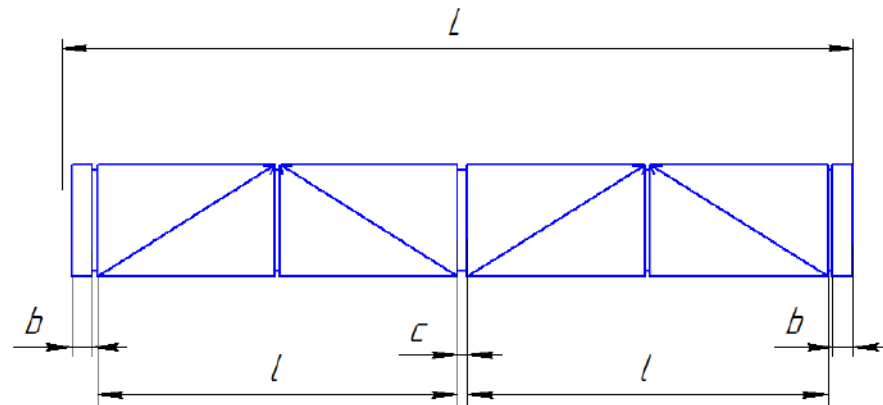


Рисунок 3.4 – Схема барабана

$$D_{\min} = h \cdot d_k, \quad (3.1.5)$$

де $d_k = 0,051$ м – діаметр каната;

h – коефіцієнт, який залежить від типу машини і групи режиму роботи;

$h_1 = 22,4$ – для барабана;

$h_2 = 25$ – для блоків.

$$D_{\min \text{ бар}} = 22,4 \cdot 51 = 1142 \text{ мм},$$

Обраємо барабан №12 за ГОСТ 5151-71 $D_{\text{бар}} = 1200$ мм; ширина = 600 мм.

$$D_{\min \text{ бл}} = 25 \cdot 51 = 1275 \text{ мм},$$

Приймаємо $D_{\text{бл}} = 1300$ мм (по центрам канатів).

Знаходимо число витків нарізок на барабані:

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_{\text{бар}}} + 4,5 = \frac{25 \cdot 12}{3,14 \cdot 1,2} + 4,5 = 84,2 \approx 85 \quad (3.1.6)$$

де H – висота підйому вантажу;

$$H=25 \text{ м};$$

4,5 – число витків кріплення каната та запасних.

Довжина нарізки на барабані:

$$l=Z \cdot p=80 \cdot 0,056=4,48 \text{ м}, \quad (3.1.7)$$

де p – крок нарізки на барабані;

$$p=1,1 \cdot d_k=1,1 \cdot 0,051=0,056 \text{ м}, \quad (3.1.8)$$

Загальна довжина барабану:

$$L=2l + 2b + c, \quad (3.1.9)$$

де b – довжина гладкої частини на кінцях барабана;

$$b=3 \cdot p=3 \cdot 0,056=0,168 \text{ м}, \quad (3.1.10)$$

$c=120 \text{ мм}$ – довжина гладкої частини між нарізками;

$$L=2 \cdot 4,48+2 \cdot 0,168+0,12=9,4 \text{ м},$$

Товщина стінки барабана зі сталі:

$$\delta=0,01 \cdot D_{\text{бар}} + 0,003 \text{ або } \delta=1,2 \cdot d. \quad (3.1.11)$$

$$\delta=1,2 \cdot 51=61 \text{ мм},$$

Напруження стиску в стінці барабану:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{\varphi \cdot \psi F_{\text{max}} \cdot 10^{-6}}{\delta_p \cdot p \cdot \left(1 - \frac{\delta}{D_0}\right)} \leq [\sigma] \quad (3.1.12)$$

де $[\sigma]_{\text{ст}}$ – допускане напруження на стиск;

$[\sigma]_{\text{ст}} = 170 \text{ МПа}$ – для сталі 09Г2С.

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{1,4 \cdot 0,7 \cdot 247600 \cdot 10^{-6}}{0,061 \cdot 0,056 \cdot \left(1 - \frac{0,012}{1000}\right)} = 128 \text{ МПа}$$

де $[\sigma]_{\text{ст}} = 140 \text{ МПа}$ [14] – для барабанів зі сталі 09Г2с ;

$D_0 = 1000$ – внутрішній діаметр барабана, м;

$\varphi = 1,4$ – коефіцієнт, що враховує послаблення натягу нижніх витків при навиванні наступних (для сталевих барабанів);

$\psi = 0,7$ – коефіцієнт, що враховує кількість шарів навивки канату

Умова міцності виконується для стінки барабану, що працює на стиск з запасом.

3.1.7 Вибір електродвигуна

Електродвигун вибираємо з каталогу по статичній потужності:

$$P_{\text{ст}} = \frac{10 \cdot Q_{\text{max}} \cdot V_{\text{п}}}{\eta_3}, \quad (3.1.13)$$

$$\text{де } Q_{\text{max}} = Q + G_{\text{п}} = 180 + 4,5 = 184,5 \text{ т}; \quad (3.1.14)$$

$\eta_3 = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}}$ – загальний ККД, відповідно поліспаста, барабана, редуктора та муфти;

$$\eta_3 = 0,9;$$

$$P_{\text{ст}} = \frac{10 \cdot 184,5 \cdot 0,2}{0,9} = 410 \text{ кВт}$$

Згідно знайденої статичної вибираємо двигун серії А4-355У-4 з дисковим гальмом [табл. 3.4].

Таблиця 3.4 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Тип и умовне позначення	А4-400ХК-4УЗ
Напруження, В	380
Номінальний струм, А	44,2
Частота, Гц	50
Номінальна потужність, кВт	400 при ПВ60%
Частота оберту, об/хв	1500
Максимальний момент Н·м	123
Кількість, шт.	2
Момент інерції ротора кг·м ²	0,061

3.1.8 Вибір редуктора

Передавальне відношення механізму підйому:

$$U' = \frac{n_d}{n_6}, \quad (3.1.15)$$

$$\text{Де } n_6 = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi \cdot D_{\text{бар}}} = \frac{60 \cdot 0,2 \cdot 12}{3,14 \cdot 1,2} = 38,2 \text{ хх}^{-1}$$

$$U' = \frac{1500}{38,2} = 39,26$$

Виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи вибираємо редуктор циліндричний, 1Ц2У-160М-40-32-К-У3 з передавальним числом 40.

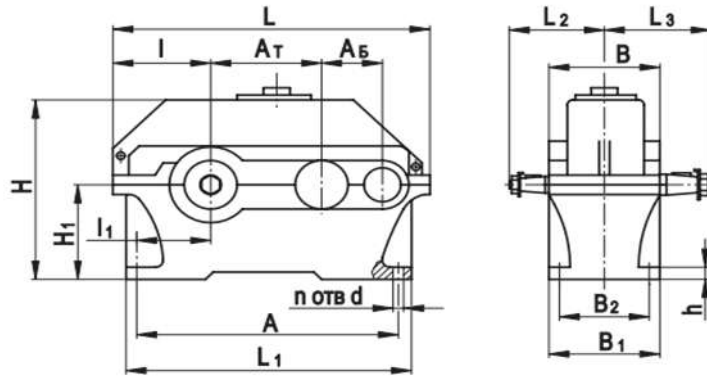


Рисунок 3.5 – Редуктор циліндричний горизонтальний

Обраний редуктор (рис. 3.5) перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_{ϕ} від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_{\phi} - V}{V} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (3.1.16)$$

$$\Delta V = \frac{0,19 - 0,2}{0,2} \cdot 100\% = 5 \leq 5\%$$

Визначаємо фактичну швидкість підйому, м/с:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot \eta_D}{60 \cdot i_n \cdot U_p} \quad (3.1.17)$$

$$V_{\phi} = \frac{3.14 \cdot 1.2 \cdot 1500}{60 \cdot 12 \cdot 40} = 0.19$$

3.1.9 Вибір гальма

Гальма механізму підйому вантажу обираємо по необхідному гальмівному моменту T_{Γ} , Н·м

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_6 \cdot \eta_0}{2 \cdot i_n \cdot U_p} \cdot K_{\Gamma} \quad (3.1.18)$$

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot 184,5 \cdot 1,2 \cdot 0,93}{2 \cdot 12 \cdot 40} \cdot 1,5 = 3200 \text{ Нм}$$

де $K_{\Gamma} = 1,5$ – коефіцієнт запасу гальмування для режиму роботи;

$D = 1,2$ – діаметр барабана по осі каната, м;

$U_p = 40$ – передавальне відношення редуктора;

$i_n = 12$ – кратність поліспасту;

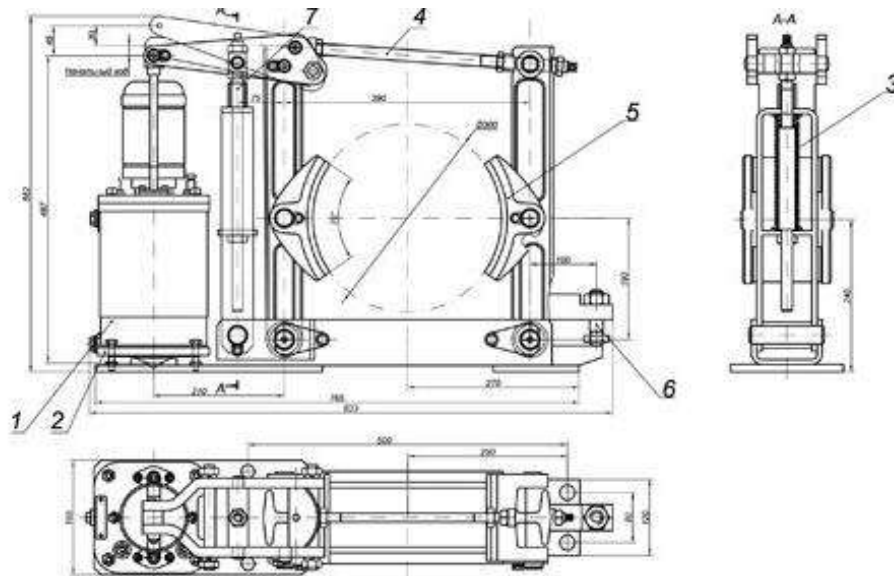


Рисунок 3.6 – Колодкове гальмо серії ТЕ

Таблиця 3.5 Основні параметри гальм

Параметри	Значення
Тип гальма	TE500/121/6
Діаметр гальмівного шківa , мм	500
Ширина гальмівної колодки , мм	190
Гальмівний момент при ПВ 40%, Н·м	3400
Номер гальма №	16
Маса гальма, кг	130

3.1.10 Вибір муфти

Для з'єднання валів електродвигуна та редуктора необхідно підібрати таку муфту, яка забезпечить надійну передачу крутного моменту та компенсацію можливих невеликих монтажних похибок [2], [10]. Основними параметрами для вибору є діаметри швидкохідного вала редуктора та вихідного вала двигуна.

З огляду на ці показники, для з'єднання вала двигуна зі швидкохідним валом редуктора приймаємо шліцеву муфту типу КК 200 А-1, яка відповідає необхідним умовам міцності та монтажної сумісності. Муфта має посадочні розміри D38K7, що дозволяє забезпечити точне центрування та надійну роботу приводу.

3.1.11 Перевірка двигуна за часом пуску

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{зв} \cdot \omega_d}{T_{п}^{ср} - T_{ст}} \leq [t_n] = 1 - 2с \quad (3.1.19)$$

де ω_d – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_d = \frac{\pi n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}; \quad (3.1.20)$$

$I_{зв}$ – зведений до валу двигуна момент інерції рухаючих мас;

$$I_{зв} = \delta(I_p + I_r) + m \frac{D_6^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot u_p^2 \cdot \eta_3} \quad (3.1.21)$$

де δ – коефіцієнт, враховуючий момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна;

$$\delta = 1,2;$$

I_p, I_m - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шківів;

$$I_p = 0,060 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_m = 0,0028 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

m - маса вантажу, який піднімають;

$$m = 184500 \text{ кг};$$

$U_p = 40$ – передаточне число редуктора;

T_n^{cp} – середньо-пусковий момент електродвигуна;

$$T_n^{cp} = \psi \cdot T_{нд} = 0,7 \cdot 2547,7 = 1783 \text{ Нм}, \quad (3.1.22)$$

ψ - середня кратність пускового моменту для двигунів трьохфазного струму з фазним ротором ;

$\psi = 0,7 \dots 0,8$ – середня кратність пускового моменту для двигунів з короткозамкненим ротором ;

Номінальний момент електродвигуна:

$$T_n = \frac{10^3 \cdot P_{дв}}{10} = \frac{10^3 \cdot 23}{10} = 40000 \text{ Нм} \quad (3.1.23)$$

$T_{ст}$ – момент на валу двигуна від маси вантажу;

$$T_{ст} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_{бар}}{2 \cdot i_n \cdot u_p \cdot \eta_3} = \frac{10^4 \cdot 184,5 \cdot 1,2}{2 \cdot 12 \cdot 40 \cdot 0,93} = 2450 \text{ Нм} \quad (3.1.24)$$

$$I_{зв} = 1,2(0,060 + 0,0028) + 184500 \cdot \frac{1,2^2}{4 \cdot 12^2 \cdot 40^2 \cdot 0,9} = 0,39 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$t_n = \frac{0,39 \cdot 157}{1783 - 2450} = 0,9 \text{ с} \leq [t_n] = 1 - 2 \text{ с}$$

Умова виконується.

3.2 Розрахунок механізму пресування крана

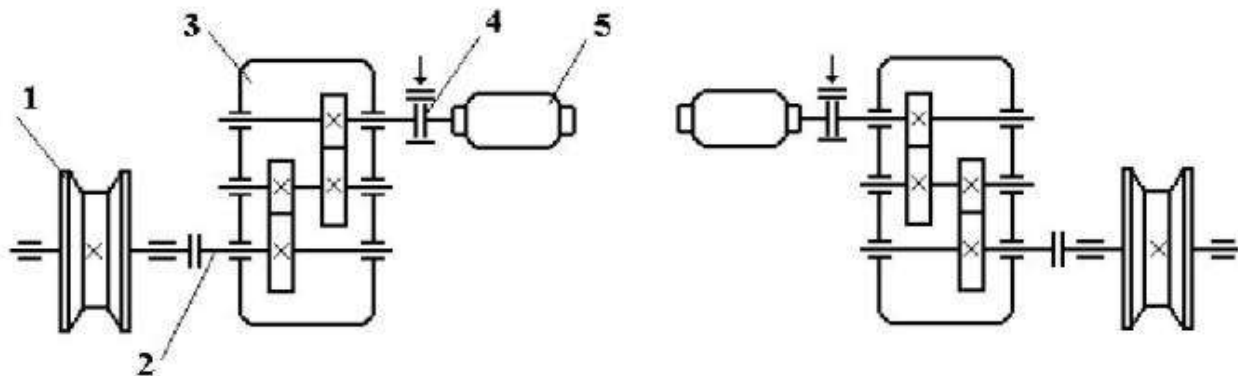


Рисунок 3.7 – Механізм пересування крана

1. Колесо
2. Вал редуктора
3. Редуктор
4. Гальмо
5. Двигун

3.2.1 Визначення тиску на ходові колеса та вибір коліс.

При рівномірному навантаженні на колеса візка максимальний тиск на колесо:

$$R = \left(\frac{G_K}{4} + (Q + G_B) \cdot \frac{L - 1.5}{2L} \right) \cdot 10^4 \quad (3.2.1)$$

$$R = \left(\frac{140}{4} + (180 + 86) \cdot \frac{24 - 1.5}{2 \cdot 24} \right) \cdot 10^4 = 157360 \text{ Н}$$

Q - номінальна вантажопідйомність, т;

G - маса крана

L - проліт крана

Ходові колеса обираємо дворебордні (рис.3.8) з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму.

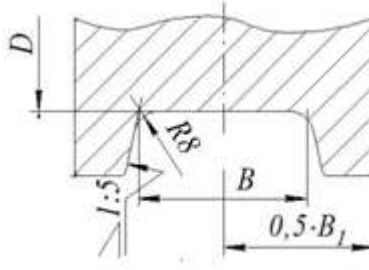


Рисунок 3.8 – Колесо кранове дворебордне типу LHJ630

Таблиця 3.6 – Параметри ходового колеса

Параметри	Значення
Швидкість руху, м/с	0,66
Тип колеса	дворебордне
Діаметр колеса, мм	680
Тип рейки	DIN536 TYPE A
Діаметр поверхні кочення, мм	630
Ширина доріжки кочення В, мм	160

Діаметр цапф валів коліс дорівнює:

$$d = (0,2...0,3) \cdot D = (0,2...0,3) \cdot 0,63 = 0,126...0,189 \text{ м} \quad (3.2.2)$$

приймаємо: $d = 0,160 \text{ м}$.

3.2.2 Опір пересування крана

Максимальний опір пересуванню крана:

$$W = W_{\text{тр}} + W_i, \quad (3.2.3)$$

де $W_{тр}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс крана;

W_i - сила інерції, Н:

$$W_{TP} = \frac{10^4(Q + G_{\epsilon} + G_{кр})}{D} (2\mu + fd) K_p \quad (3.2.4)$$

$$W_{TP} = \frac{10^4(180+86+140)}{63} (2 \cdot 0,06 + 0,015 \cdot 16) \cdot 1,5 = 34800 \text{ Н}$$

де μ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$$\mu = 0,02 \text{ см}$$

f – коефіцієнт тертя ковзання;

$$f = 0,015;$$

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками;

$$K_p = 1,5;$$

Сила інерції:

$$W_i = 10^3 \cdot (Q + G) \cdot [a] = 10^3 \cdot (180 + 86) \cdot 0,2 = 53200 \text{ Н},$$

де $[a]$ – допускне прискорення;

$$[a] = 0,2 \text{ м/с}^2.$$

$$W = 34800 + 53200 = 88000 \text{ Н}$$

3.3.3 Вибір електродвигуна

$$P = \frac{W \cdot V_{\pi}}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot \psi}, \quad (3.2.5)$$

де W – загальний опір руху;

$$W = 88000 \text{ Н};$$

V_{π} – швидкість руху крана;

$$V_{\pi} = 0,66 \text{ м/с};$$

η_z – загальний ккд приводу ;

ψ – середня кратність пускового моменту двигуна;

$$\psi = 1,5.$$

$$P = \frac{88000 \cdot 0,66}{10^3 \cdot 0,9 \cdot 1,5} = 43 \text{ кВт}$$

По каталогу вибираємо найближчий по потужності двигун але з урахуванням розподіленого приводу:

$$P_d = 0,6P / 4 = 0,6 \cdot 43 / 4 = 6,45 \text{ кВт}; \quad (3.2.6)$$

Згідно знайденої потужності вибираємо двигун серії MT16LA200G з дисковим гальмом [табл. 3.7].

Таблиця 3.7 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Тип и умовне позначення	MT16LA200G
Напруження, В	400
Номінальний струм, А	28
Частота, Гц	50
Номінальна потужність, кВт	11 при ПВ 60%
Частота оберту, об/хв	1465
Максимальний момент Н	230
Кількість, шт.	8
Момент інерції ротора кг·м ²	0,10

3.3.4 Розрахунок редуктора

Розраховуємо необхідне передаточне число i_p :

$$i_p = \frac{n_{дв}}{n_K} = \frac{1465}{20,1} = 87,8 \quad (3.2.7)$$

де: $n_{дв}$ – частота обертання вала двигуна $n_{дв} = \text{хв}^{-1}$;

n_k – частота обертання ходового колеса $n_k = 20,1 \text{ хв}^{-1}$;

$$n_k = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,66}{3,14 \cdot 0,63} = 20,1 \text{ хв}^{-1}; \quad (3.2.8)$$

Виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передавального числа і режиму роботи вибираємо редуктор циліндричний косозубий, ВКУ 765-М з передаточним числом 90

3.2.5 Розрахунок та вибір гальма

Гальма механізму пересування крана обираємо по необхідному гальмівному моменту $T_{г}$, Н·м

Момент опору руху порожнього візка, приведений до вала двигуна:

$$T'_{стг} = \frac{W'_T \cdot D_k}{2 \cdot U_p} \cdot n \quad (3.2.9)$$

$$W'_T = \frac{10^4 \cdot (G_B + G_{кр})}{D_k} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \quad (3.2.10)$$

$$W'_T = \frac{10^4 \cdot (86 + 140)}{630} \cdot (2 \cdot 0,08 + 0,02 \cdot 160) = 12053,3 \text{ Н}$$

$$T'_{стг} = \frac{12052,3 \cdot 0,63}{2 \cdot 90} \cdot 0,93 = 39,2 \text{ Нм}$$

Приведений до вала двигуна, момент інерції рухомих мас порожнього візка при гальмуванні:

$$I'_{звг} = \delta \cdot (I_p + I_M) + m \cdot \frac{R_k^2}{U_p^2} \cdot n \quad (3.2.11)$$

$$I'_{звТ} = 1,2 \cdot (0,023 + 0,181) + 320000 \cdot \frac{0,63^2}{90^2} \cdot 0,93 = 14,56 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Мінімально допустимий час гальмування порожнього крана, при якому забезпечується коеф. запасу зчеплення $k_{зч} = 1,2$

$$[t'_T] = \frac{(G_{кр} + G_B) \cdot V_T}{\left(\frac{R_{np}^{min}}{1.2} \cdot \varphi + W_{Tp}^{np} + W'_T\right)}, \quad (3.2.12)$$

$$[t'_T] = \frac{(140000 + 86000) \cdot 0,66}{\left(\frac{680000}{1.2} \cdot 0,2 + 2590 + 12052,3\right)} = 1,16 \text{ с}$$

Гальмівний момент, при якому можливе гальмування порожнього візка без ковзання коліс по рейкам:

$$T'_T = \frac{I'_{зв} \cdot \omega_0}{[t'_T]} - T'_{стТ} \quad (3.2.13)$$

$$T'_T = \frac{14,56 \cdot 153,3}{1,16} - 39,2 = 1884,9 \text{ Нм}$$

Приведений до вала двигуна, момент інерції рухомих мас візка з вантажем при гальмуванні:

$$I_{звТ} = \delta \cdot (I_p + I_M) + m \cdot \frac{R_k^2}{U_p^2} \cdot n \quad (3.2.14)$$

$$I_{звТ} = 1,2 \cdot (0,023 + 0,181) + 424000 \cdot \frac{0,63^2}{90^2} \cdot 0,93 = 19,56 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Опір руху завантаженого візка без урахування тертя реборд об рейки :

$$W_{\text{стТ}}^{\text{пр}} = \frac{10^4 \cdot (G_{\text{в}} + G_{\text{кр}} + G_{\text{вант}})}{D_k} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \quad (3.2.13)$$

$$W_{\text{стТ}}^{\text{пр}} = \frac{10^4 \cdot (86 + 140 + 180)}{630} \cdot (2 \cdot 0.08 + 0.02 \cdot 160) = 20364 \text{ Н}$$

Момент опору руху завантаженого візка без урахування тертя реборд об рейки:

$$T_{\text{стТ}} = \frac{W_{\text{стТ}}^{\text{пр}} \cdot D_k}{2 \cdot U_p} \cdot n_0 \quad (3.2.14)$$

$$T_{\text{стТ}} = \frac{20364 \cdot 0.63}{2 \cdot 90} \cdot 0.93 = 66,28 \text{ Нм}$$

Нормативний час гальмування завантаженого візка :

$$t_T = \frac{V_{\text{кр}}}{[a_T]} \quad (3.2.15)$$

$$t_T = \frac{0,66}{0.2} = 3,3 \text{ с},$$

де $[a_T]$ – допустиме сповільнення при гальмуванні , $[a_T] = 0,2 \dots 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

Гальмівний момент при якому забезпечується допустиме сповільнення при гальмуванні завантаженого візка:

$$T_T = \frac{I_{\text{звТ}} \cdot \omega_{\text{д}}}{t_T} - T_{\text{стТ}} \quad (3.2.16)$$

$$T_T = \frac{19,56 \cdot 153,3}{3,3} - 66,28 = 842 \text{ Нм}$$

Обираємо гальмо ТЕ-250/23/5 з гальмівним моментом $T_T = 850 \text{ Нм}$.

Таблиця 3.8 Основні параметри гальм

Параметри	Значення
Тип гальма	TE250/50/6
Діаметр гальмівного шківа , мм	250
Ширина гальмівної колодки , мм	110
Гальмівний момент при ПВ 40%, Н·м	850
Номер гальма №	4
Маса гальма, кг	30

3.2.6 Вибір муфти

Для з'єднання вихідного вала електродвигуна зі швидкохідним валом редуктора необхідно застосувати муфту, яка забезпечує надійну передачу обертального моменту та відповідає вимогам точності посадок. Основним критерієм підбору є діаметри з'єднуваних валів і тип їх виконання [2], [10].

Враховуючи ці параметри, для даного приводу обираємо шліцеву муфту типу КК 200 А-1, що конструктивно підходить до обраних валів. Посадочний розмір муфти становить D38K7, що гарантує необхідну точність центрування і стабільну роботу вузла під час експлуатації.

3.2.7 Перевірка двигуна за часом пуску

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \cdot \omega_{\text{д}}}{T_{\text{п}}^{\text{сп}} - T_{\text{ст}}} \leq [t_{\text{п}}] = 4 - 5 \text{ с} \quad (3.2.17)$$

де $\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_{\text{о}} = \frac{\pi n_{\text{о}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1465}{30} = 153,3 \text{ с}^{-1}; \quad (3.2.18)$$

$I_{\text{зв}}$ – зведений до валу двигуна момент інерції рухаючих мас;

$$I'_{3B} = \delta(I_P + I_M) + m \frac{R_k^2}{U_p^2 \cdot \eta_3}; \quad (3.2.19)$$

де δ – коефіцієнт, враховуючий момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна;

$$\delta = 1,2;$$

I_P, I_M - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шківів;

$$I_P = 0,023 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_M = 0,181 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

m - маса вантажу, який піднімають;

$$m = 180000 \text{ кг};$$

$U_p = 90$ – передаточне число редуктора

T_n^{cp} – середньо-пусковий момент електродвигуна;

$$T_n^{\text{cp}} = \psi \cdot T_{нд} = 0,7 \cdot 71,7 = 50,22 \text{ Нм}, \quad (3.2.20)$$

ψ - середня кратність пускового моменту для двигунів трьохфазного струму з фазним ротором ;

$\psi = 0,7 \dots 0,8$ – середня кратність пускового моменту для двигунів з короткозамкненим ротором ;

Номінальний момент електродвигуна:

$$T_H = \frac{P_{\partial} \cdot 10^3}{\omega_{\partial}} = \frac{11 \cdot 10^3}{153,3} = 71,75 \quad (3.2.21)$$

T_{CT} – момент на валу двигуна від маси вантажу;

$$T'_{CT} = \frac{W'_{cm} \cdot D_k}{2 \cdot U_p \cdot \eta_3} \quad (3.2.22)$$

$$T'_{CT} = \frac{34800 \cdot 0,63}{2 \cdot 90 \cdot 0,93} = 130,9 H_m$$

$$I_{3B} = 1,2 \cdot (0,023 + 0,181) + 180000 \cdot \frac{0,63^2}{90^2 \cdot 0,85} = 10,44 kГ \cdot m^2;$$

$$t_n = \frac{10,44 \cdot 157}{59,3 - 227} = 9,7 c \leq [t_n]$$

3.3 Розрахунок механізму пресування візка

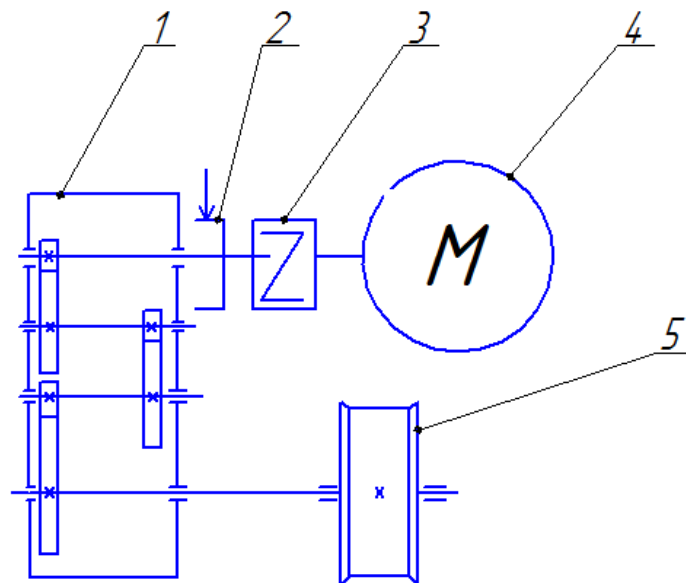


Рисунок 3.9 – Кінематична схема механізму пресування

1. Редуктор
2. Гальмо
3. Муфта
4. Мотор
5. Привідне колесо

3.3.1 Визначення тиску на ходові колеса та вибір коліс

При рівномірному навантаженні на колеса візка максимальний тиск на колесо:

$$R = \frac{(Q + G_B) \cdot 10^4}{4} = \frac{(180 + 86) \cdot 10^4}{4} = 680000 H, \quad (3.3.1)$$

За урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму механізму підбираємо колеса за табл. Д.4 (дивись додаток Б). з діаметром 630мм, для швидкості руху 1,3м/с, допускний тиск 608кН.

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d = (0,2...0,3) \cdot D = (0,2...0,3) \cdot 0,68 = 0,136...0,204 \text{ м} \quad (3.3.2)$$

приймаємо: $d = 0,160 \text{ м}$.

3.3.2 Опір пересуванню візка

Максимальний опір пересування візка:

$$W = W_{\text{тр}} + W_i, \quad (3.3.3)$$

де $W_{\text{тр}}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візка [8], [12].

$$W_{\text{тр}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\text{в}})}{D} (2\mu + f \cdot d) \cdot K_p, \quad (3.3.4)$$

де μ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$$\mu = 0,06 \text{ см}$$

f – коефіцієнт тертя ковзання;

$$f = 0,015;$$

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками;

$$K_p = 2,5$$

$$W_{\text{тр}} = \frac{10^4 \cdot (180 + 86)}{63} (2 \cdot 0,06 + 0,015 \cdot 16) \cdot 2,5 = 38000 \text{ Н}$$

Сила інерції:

$$W_i = 10^3 \cdot (Q + G_B) \cdot [a] = 10^3 \cdot (180 + 86) \cdot 0,25 = 66500 \text{ Н}, \quad (3.3.5)$$

де $[a]$ – допускне прискорення;

$$[a] = 0,25 \text{ м/с}^2.$$

Максимальний опір пересування візка буде дорівнювати:

$$W = W_{\text{тр}} + W_i = 38000 + 66500 = 104500 \text{ Н}$$

3.3.3 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка:

$$P = \frac{W \cdot V_n}{10^3 \cdot \eta_z \cdot \psi}, \quad (3.3.6)$$

де W – опір руху візка;

$$W = 104500 \text{ Н};$$

V_n – швидкість руху візка;

$$V_n = 1,3 \text{ м/с};$$

η_z – загальний ккд приводу ;

$$\eta_z = 0,85;$$

ψ – середня кратність пускового моменту двигуна;

$$\psi = 1,6.$$

$$P = \frac{104500 \cdot 1,3}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,6} = 99,8 \text{ Вт}$$

По каталогу вибираємо найближчий по потужності двигун але з урахуванням розподіленого приводу:

$$P_d = 0,6P / 2 = 0,6 \cdot 99,8 / 2 = 29,9 \text{ Вт}; \quad (3.3.7)$$

Згідно знайденої статичної вибираємо двигун серії MF06LB200 з дисковим гальмом [табл. 3.9].

Таблиця 3.9– Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Тип и умовне позначення	MT16LC200
Напруження, В	460
Номінальний струм, А	40
Частота, Гц	60
Номінальна потужність, кВт	22 при ПВ 60%
Частота оберт, об/хв	1785
Максимальний момент Н·м	350
Кількість, шт.	4
Момент інерції ротора кг·м ²	0,13

3.3.4 Розрахунок редуктора

Розрахунок елементів приводу виконано за загальноприйнятими методиками машинобудування [2], [3], [11].

Загальне передавальне число механізму пересування:

$$U = \frac{n_d}{n_o} = \frac{1785}{36,6} = 48,7; \quad (3.3.8)$$

$$\text{де } n_o = \frac{60 \cdot V_n}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 0,68} = 36,6 \text{ хх}^{-1}$$

Виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи вибираємо редуктор циліндричний косозубий, ВКУ-750 СПР з передаточним числом 45.

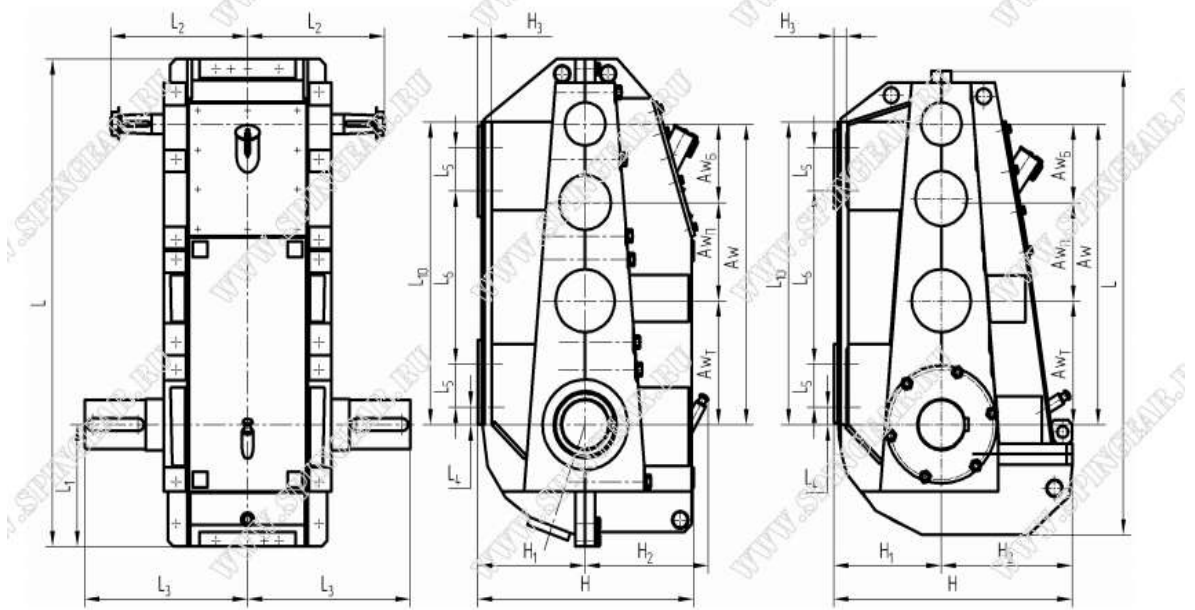


Рисунок 3.10 – Редуктор ВКУ-750 СПР

3.3.5 Розрахунок гальма

Двоколочне нормальне замкнуте гальмо вбудовані в двигун для механізму пересування тип ТЕ, гальмовому моменту $T_{\Gamma} = 350 \text{ Н}\cdot\text{м}$:

Гальма перевіряються за тривалістю гальмування не навантаженого візка за умовою:

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{I_{3B}^{1T} \cdot \omega}{T_{\Gamma} + T_{CT}} \geq t_{\Gamma MIN.} = \frac{15,5 \cdot 153,3}{350 + 50,2} = 5,1c \quad (3.3.9)$$

Момент сил опору при усталеному русі не навантаженого візка при гальмуванні:

$$T_{CT}^e = \frac{W_T^1 \cdot D}{2 \cdot U_p \cdot \eta_3} = \frac{13342 \cdot 0,63}{2 \cdot 45 \cdot 0,85} = 109,8H \cdot m. \quad (3.3.10)$$

Зведений момент інерції рухомих мас:

$$I_{3B}^{1T} = \delta \cdot (I_p + I_M) + m' \cdot \frac{R^2}{U_p^2} \cdot \eta_3 =$$

$$= 1,2 \cdot (0,13 + 0,081) + 86000 \cdot \frac{0,63^2}{45^2} \cdot 0,93 = 15,9_{кг} \cdot m^2. \quad (3.3.11)$$

Мінімальний час гальмування t_{rmin} не навантаженого візка, при якому відсутнє ковзання коліс по рейкам ($\kappa_{\text{сц}} > 1,2$), с:

$$t_{\text{rmin}} = \frac{1200 \cdot G \cdot V}{R_{\text{np}}^{\text{lmin}} \cdot \varphi} = \frac{1200 \cdot 86 \cdot 1,3}{43000 \cdot 0,2} = 1,56 \text{ с.}$$

3.3.6 Перевірка електродвигуна

Для візка з вантажем перевірка електродвигуна за часом розгону,

$$t_{\text{p}} = \frac{I_{\text{зв}} \cdot \omega_{\text{д}}}{T_{\text{п}}^{\text{CP}} \pm T_{\text{СТ}}} \quad (3.3.12)$$

$$t_{\text{p}} = \frac{42,2 \cdot 186}{19,9 + 312,9} = 23,5$$

де $I_{\text{зв}}$ - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм

$$I_{\text{зв}} = \delta(I_{\text{p}} + I_{\text{м}}) + m \frac{R^2}{U_{\text{p}}^2} \cdot \eta_{\text{з}} \quad (3.3.13)$$

$$I_{\text{зв}} = 1,2(0,13 + 0,0081) + 266000 \cdot \frac{0,63^2}{45^2} \cdot 0,83 = 42,2$$

$T_{\text{п}}^{\text{CP}}$ - середній пусковий момент двигуна, Н·м:

$$T_{\text{п}}^{\text{CP}} = T_{\text{н}} \cdot \varphi = 12,46 \cdot 1,6 = 19,9 \quad (3.3.14)$$

$T_{\text{н}}$ – номінальний момент двигуна, Н·м:

$$T_{\text{н}} = \frac{22 \cdot 10^3}{1785} = 12,46$$

$P_{\text{д}}$ - потужність двигуна, кВт;

$n_{\text{д}}$ – частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ;

φ - середня кратність пускового моменту;

$$\varphi = 1,5 \dots 1,6$$

$U_p = 45$ - передаточне число редуктора ;

$\eta_3 = 0,83$ - загальний ККД.

$D_k = 0,63$ - діаметр колеса, м;

$$T_{CT} = \frac{W_{TP} \cdot D_k}{2 \cdot U_p \cdot \eta_3} \quad (3.3.15)$$

$$T_{CT} = \frac{38000 \cdot 0,63}{2 \cdot 45 \cdot 0,85} = 312,9$$

4. ОХОРОНА ПРАЦІ НА ПІДПРИЄМСТВІ

У даному розділі розглядаються основні заходи щодо забезпечення безпеки праці при виконанні аналізу експлуатаційних характеристик мостового крана іноземного виробництва. Наведені потенційні ризики та засоби їх запобігання.

4.1 Аналіз потенційних небезпек

Під час виконання робіт, пов'язаних з дослідженням конструкції та експлуатації вантажопідіймальної машини, можуть виникати такі небезпеки:

а) Недостатній рівень кваліфікації працівника — зокрема брак знань з фаху або невиконані вимоги щодо проходження інструктажів чи медичного огляду.

б) Порушення ергономічних вимог до організації робочого місця конструктора. Невдале розташування меблів, оргтехніки та приладдя спричиняє додаткові навантаження на працівника.

в) Ризик ураження електричним струмом через порушення правил безпечної роботи з електроустановками.

г) Вплив електромагнітних полів та випромінювань від персональних комп'ютерів, особливо моделей застарілого типу.

д) Ненормовані параметри мікроклімату адміністративних приміщень: низька якість вентиляції, порушення температурного режиму, недостатній повітрообмін.

е) Недостатній рівень освітленості робочих місць, що виникає через неправильний вибір світильників або їх розташування.

є) Пожежонебезпечні ситуації, пов'язані з недотриманням правил пожежної безпеки при експлуатації електротехнічних та інших приладів.

ж) Небезпеки, що можуть виникати під час надзвичайних ситуацій (пожежа, аварія, обвал конструкцій, стихійні явища).

4.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

а) Підготовка та допуск до роботи

До інженерних робіт допускаються особи, які:

- мають відповідну освіту;
- пройшли навчання та перевірку знань з охорони праці;
- виконують вимоги НПАОП 0.00-1.01-07 «Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів».

Це запобігає виникненню аварійних ситуацій.

б) Вимоги до робочого місця конструктора

Організація робочого місця повинна відповідати чинним нормативам:

- ДСТУ EN 527-1:2019 — робочі столи;
- ДСТУ EN 527-2:2019 — механічна безпечність столів;
- ДСТУ EN 1335-1:2020, ДСТУ EN 1335-2:2020 — вимоги до офісних сидінь;
- ДСТУ EN ISO 9241 — ергономіка роботи з комп'ютером.

Основні вимоги:

1. Стіл

- глибина повинна забезпечувати розміщення монітора та клавіатури;
- форма стільниці — бажано криволінійна або з вирізом для тіла;
- достатній простір для ніг згідно ДСТУ EN 527-1:2019.

2. Крісло

- регулювання висоти та кута нахилу;
- наявність підлокітників;
- анатомічна форма спинки;
- можливість повороту.

3. Монітор

- відстань 50–70 см від очей;
- верхній край — на рівні очей або на 10–15 см нижче;

- екран розташовують прямо перед оператором.

4. Клавіатура та миша

- відстань 10–15 см від краю стола;
- кисті рук мають перебувати у нейтральному положенні.

5. Освітлення

- відповідно до ДБН В.2.5-28:2018;
- робоча зона повинна освітлюватись не менше 300–500 лк.

6. Періодична гімнастика

- кожні 45–60 хвилин рекомендується робити перерву 3–5 хвилин;
- виконувати розминку для очей.

в) Електробезпека при експлуатації обладнання

Заходи поділяються на:

Організаційні

- Допуск лише осіб від 18 років, навчених і атестованих.
- Заборона несанкціонованого ремонту.
- Наявність експлуатаційних схем для електрообладнання.
- Регулярні інструктажі.

Технічні

- Відкриті струмопровідні частини мають бути огорожені.
- Опір ізоляції — не менше 0,5 МОм.
- Застосування захисного заземлення.
- Використання:
 - діелектричних килимків,
 - інструменту з ізольованими ручками.
- Встановлення блокувальних пристроїв та кінцевих вимикачів.
- Розташування органів керування на безпечній відстані від електричних шин.

г) Вимоги безпеки при роботі з комп'ютером

Відповідно до ДСТУ EN ISO 9241 та СанПіН 2.2.2-2.4.1340-03:

1. Забороняється:

- розміщувати предмети на кабелях;
- торкатися металевих конструкцій під час роботи ПК;
- відкривати корпуси пристроїв під напругою;
- працювати при запаху гару або перегріві.

2. Забезпечується:

- вентиляція приміщення;
- вологі антистатичні прибирання;
- відсутність рідин поблизу ПК;
- цілісність кабелів та розеток.

3. Ергономічні рекомендації:

- стопи мають упиратися в підлогу або підставку;
- лікті зігнуті під кутом 90°;
- спина — пряма, з опорою на спинку крісла.

д) Режим праці та відпочинку

Види діяльності поділяють на:

- **Група А** — зчитування інформації;
- **Група Б** — введення даних;
- **Група В** — творча робота з ПК.

Максимальна тривалість безперервної роботи:

- до 2 годин, далі — перерва не менше 15 хв;
- сумарно не більше 6 год основної роботи з монітором.

е) Пожежна безпека

Вимоги:

- Заборонено використання нагрівальних приладів з відкритими елементами.
- Використання лише сертифікованих електроприладів.
- Наявність первинних засобів пожежогасіння.
- Вільний доступ до шляхів евакуації.

Невідповідність мікроклімату може спричиняти:

- зниження концентрації уваги;
- виникнення помилок;
- розвиток захворювань дихальної системи.

4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Для забезпечення нормованих параметрів повітряного середовища у виробничих приміщеннях передбачається застосування технічних засобів, таких як водяне або парове опалення, природна та штучна вентиляція. У холодний період року штучну припливно-витяжну вентиляцію поєднують з функцією підігріву зовнішнього повітря за допомогою калорифера. В адміністративних приміщеннях для підтримання оптимального мікроклімату застосовуються кондиціонери.

З метою організації нормованого освітлення виробничого приміщення виконуємо розрахунок освітлення згідно розряду зорової роботи.

Вибираємо комбіновану систему освітлення. У якості джерела штучного освітлення приймемо люмінесцентні лампи. Люмінесцентні лампи у складі світильників при загальному освітленні рекомендовані у приміщеннях висотою до 6 м, ці лампи нам підходять, бо висота нашого приміщення 4 м. Розряд зорової роботи приймаємо 3. Згідно таких умов доцільно обрати лампи ЛЛ, які мають наступні переваги: висока світловіддача (до 75 лм/Вт), висока стабільність світлового потоку, термін експлуатації до 10000 годин, високий індекс кольоропередачі.

Недоліки: висока вартість, повинні обслуговуватись фахівцями, мають складну пускову апаратуру, можливі шум та миготіння, значна пульсація при однофазній схемі підключення.

Вибираємо світильник типу ЛПП (табл. 4.1)

Таблиця 4.1 - Характеристика та призначення світильника ЛПП

Тип сві- тильник а	Світ- лороз- поділ (крива	Потужніст ь лампи у світильни ку, Вт	Мінімальна висота підвісу світильник	Використання світильника	Р	L / h
Л а м п и л ю м і н е с ц е н т н і						
ЛПП	Пря- мий (коси- нуса))	2 х(18□80В т)	Рл = 40Вт - 3м Рл = 80Вт 4м	Приміщення висотою до 6м (адміністрати- вно— конторські, для	5	1,4

Коефіцієнт запасу k_z враховує зниження рівня освітленості з часом в результаті забруднення та старіння ламп, світильників і поверхонь приміщення, приймаємо для конструкторського бюро $k_z = 1,4$

Коефіцієнт нерівномірності (мінімального) освітлення z (відношення середньої освітленості до мінімальної освітленості), дорівнює:

$z = 1,1$ – для люмінесцентних ламп низького тиску;

Визначаємо індекс приміщення за формулою:

$$i = \frac{AB}{h(A+B)} = \frac{7,5 \cdot 4}{1(7,5+4)} = 2,60 \quad (4.1.8)$$

де $A=7$ – довжина приміщення $м$;

$B=5$ – ширина приміщення, $м$;

h – висота розміщення світильників над робочою поверхнею, $м$

$$h = H - h_p - h_z = 3 - 0,8 - 1,2 = 1 \text{ м} \quad (4.1.9)$$

де $H=3$ – висота виробничого приміщення, $м$;

h_p – висота робочої поверхні над підлогою, $м$;

(як правило, висота умовної робочої поверхні $h_p=0,8 \text{ м}$)

h_z – висота звисання світильника від стелі, м. (вибирається за технологічною доцільністю)

Розраховуємо кількість рядів світильників у приміщенні:

$$N_p = \frac{B}{(H-h_p) \cdot [L/h]} = \frac{4}{(3-0,8) \cdot [1,4]} = 1,29 \quad (4.1.10)$$

Приймаємо $N_p = 2$

Визначаємо максимально припустиму відстань між рядами світильників:

$$L_{max} = \frac{B}{N_p} = \frac{4}{2} = 2 \quad (4.1.11)$$

Розраховуємо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

$$h = \frac{L_{max}}{[L/h]} = \frac{2,5}{1,4} = 1,78 \quad (4.1.12)$$

Знаходимо висоту звисання світильника від стелі:

$$h_z = H - h_p - h = 4 - 0,8 - 1,78 = 1,42 \quad (4.1.13)$$

Вибираємо для люмінесцентних ламп та індексу приміщення $\eta = 65\%$
Визначаємо сумарний світловий потік освітлювальної установи в даному приміщенні

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{E_H \cdot A \cdot B \cdot z \cdot k_z}{\eta} = \frac{500 \cdot 7,5 \cdot 4 \cdot 1,1 \cdot 1,4}{65} = 355,3 \quad (4.1.14)$$

де Φ_{Σ} – розрахункове значення сумарного світлового потоку у приміщенні, лм;

E_H – нормоване значення освітленості, лк;

S – площа освітлюваної поверхні, м²;

k_z – коефіцієнт запасу;

z – коефіцієнт нерівномірності (мінімальної) освітленості;

η – коефіцієнт використання світлового потоку

Визначаємо максимальну відстань L_{max} між рядами та сусідніми світильниками у ряду:

$$L_{max} = [L/h] \cdot h = 1,4 \cdot 1,42 = 1,98 \text{ м} \quad (4.1.15)$$

де $[L/h]$ – числове значення коефіцієнта світильника (табл. 5.3.5)

Визначаємо кількість рядів світильників у приміщенні:

$$N_p = \frac{B}{L_{max}} = \frac{4}{1,98} = 2,02 \text{ прим. 2} \quad (4.1.16)$$

Визначаємо умовну загальну кількість світильників у приміщенні, виходячи з позиції розташування їх у вершинах квадрата:

$$N^* = AB/L^2_{max} = 30/1,98^2 = 7,6 \quad (4.1.17)$$

Приймаємо $N^* = 8$

4.4 Заходи з пожежної безпеки

є) Для попередження пожеж передбачається використовувати первинні засоби пожежогасіння. До них відносяться: вогнегасники, пожежний інвентар (покривала з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати, лом, сокири тощо), системи автоматичного пожежогасіння. Первинні засоби пожежогасіння, в залежності від категорії приміщень, можуть розташовуватись як окремо, так і в складі пожежних щитів. Також необхідно періодично проводити протипожежні інструктажі, навчання, та тренування персоналу.

Визначення категорії приміщення в конструкторському бюро

За вибухопожежною небезпекою приміщення й будівлі поділяють на п'ять категорій: А, Б, В, Г, Д

Встановлення категорії приміщення виконується шляхом послідовної перевірки належності приміщення до категорій від найвищої (А) до найнижчої (Д) з урахуванням характеру технологічних процесів і пожежонебезпечних властивостей речовин, що в них застосовуються, з метою виявлення можливих обставин і причин виникнення вибухів і пожеж та їх наслідків

Приймаємо категорію Д, так як ця категорія більш підходить по характеристиці речовин і матеріалів, що зберігаються в приміщенні, а саме знаходяться незайmistі речовини і матеріали в холодному стані, а також кабельні електропроводки до устаткування, окремі предмети меблів на місцях.

Визначення класу пожежі

Залежно від агрегатного стану й особливостей горіння різних горючих речовин й матеріалів пожежі за ДБНВ.1.1.7–2002 "Пожежна безпека об'єктів будівництва" поділяються на відповідні класи та підкласи:

клас А – пожежі твердих речовин, переважно органічного походження, горіння яких супроводжується тлінням (деревина, текстиль, папір);

клас В – пожежі горючих рідин або твердих речовин, які розтоплюються;

клас С – пожежі газів;3

клас D – пожежі металів та їх сплавів;

клас E(додатковий) – пожежі, пов'язані з горінням електроустановок.

Обираємо клас E (додатковий) – пожежі, пов'язані з горінням електроустановок

Вибір первинних засобів пожежогасіння

Типи вогнегасників:

а) Пінні (водно пінні, хімічно-пінні) – для тушіння загорань тліючих матеріалів, тушіння ГСМ в ємностях.

б) Вуглекислотні – для тушіння електроустановок, коштовного обладнання , використовуються для тушіння загорань в адміністративних приміщеннях.

в) Хладогенові – для тушіння розлитих олій, матеріалів з високою інтенсивністю горіння.

г) Порошкові – для тушіння локальних загорань невеликої інтенсивності.

Для категорії Д, та класу пожежі E обираємо: 2 порошкових вогнегасника місткістю 5 літрів, 2 хладонових вогнегасника місткістю 2(3)л, та 2 вуглекислотних вогнегасника місткістю 5(8)

Опис установки електричної пожежної сигналізації

Своєчасне виявлення ознак займання й виклик пожежних підрозділів дає змогу швидко локалізувати осередки пожежі та вжити заходи щодо її ліквідації, а отже, створює можливість суттєво зменшити обсяги заподіяної шкоди. Найшвидшим та найнадійнішим засобом сповіщення про виникнення пожежі вважаються установки електричної пожежної сигналізації (ЕПС).

Залежно від схеми з'єднання розрізняють променеві (радіальні) та кільцеві установки ЕПС.

В установках ЕПС можуть обладнуватися адресовані та не адресовані пожежні сповіщувачі.

Не адресованим вважається автоматичний сповіщувач, який реагує на фактори, що супроводжують пожежу в місці його встановлення, та формує сигнал про виникнення пожежі в захищуваному приміщенні без зазначення свого номера (адреси).

Адресований сповіщувач постійно або періодично активно формує сигнал про стан пожежонебезпечності у захищуваному приміщенні та про власну працездатність із зазначенням свого номера (адреси).

Не адресовані пожежні сповіщувачі слід включати в установках ЕПС променевого типу, при цьому адреси займання визначаються номером шлейфа, за яким одержано сигнал «Пожежа». Одним шлейфом пожежної сигналізації з не адресованими сповіщувачами обладнують:

- приміщення в межах кількох поверхів при загальній площі 300 м² і менше;
- не більше десяти, а за наявності виносної світлової індикації біля входу в захищуване приміщення – не більше двадцяти суміжних або ізольованих приміщень загальною площею не більше 1600 м², що розташовані на одному поверсі громадських, адміністративних та побутових будівель і мають вихід у спільне приміщення (коридор, хол, вестибюль).

Адресовані пожежні сповіщувачі можуть використовуватися в установках ЕПС як променевого, так і кільцевого типу. Кількість приміщень,

обладнаних одним шлейфом з адресованими сповіщувачами, обмежується лише технічними можливостями приймально-контрольних приладів. В одному приміщенні слід встановлювати не менше двох не адресованих або один адресований пожежний сповіщувач.

Одним з основних елементів установок ЕПС є пожежні сповіщувачі. Розрізняють сповіщувачі ручної та автоматичної дії. Ручні пожежні сповіщувачі приводяться в дію натисканням на кнопку. Вони, як правило, використовуються для подачі сигналу про пожежу з території підприємства. Усередині будівлі вони можуть застосовуватися як додатковий технічний засіб автоматичної пожежної сигналізації. технічно обґрунтованих випадках допускається встановлювати їх як основний засіб, що сигналізує про пожежу. Ручні пожежні сповіщувачі обладнують на стінах і конструкціях на висоті 1,5 м від підлоги (землі) у легкодоступних місцях.

Автоматичні пожежні сповіщувачі реагують на фактори, що супроводжують пожежу: підвищення температури, дим, полум'я. Вони підрозділяються на:

теплові автоматичні пожежні сповіщувачі ДТЛ, ІТМ, ПОСТ– 1;2, МДПІ–028, ІП 105–2/1

димові автоматичні пожежні сповіщувачі ІДФ–М, ДП–1, ІДП–2

світлові автоматичні пожежні сповіщувачі СІ–1, ДПІД, АПІ.

Все ширшого застосування набувають комбіновані сповіщувачі (КІ), які контролюють відразу кілька показників, наприклад, температуру та дим, а також ультразвукові сповіщувачі (ДУЗ–4), які реагують на зміну характеристик ультразвукового поля в захищуваному приміщенні. Завдяки високій чутливості ультразвукові сповіщувачі (датчики) можуть поєднувати пожежні та охоронні функції.

Вид автоматичного пожежного сповіщувача вибирають з урахуванням призначення захищуваних приміщень, пожежної характеристики матеріалів, що в них розташовуються, первинних ознак пожежі та умов експлуатації.

Для адміністративних, побутових і громадських приміщень та споруд, залежно від їх призначення, рекомендуються димові, теплові або світлові пожежні сповіщувачі.

4.5. Заходи по забезпеченню техніки безпеки

ж) Заходи, які пов'язані з небезпекою роботи в умовах надзвичайних ситуаціях

Основні норми поведіння і дії при аваріях з викидом сильнодіючих отруйних речовин (СОДР) .

Сильнодіючими отруйними речовинами називаються хімічні сполуки, які в певних кількостях, що перевищують ГДК, надають шкідливий вплив на людей, сільськогосподарських тварин, рослини, викликаючи у них ураження різного ступеня. СОДР можуть бути елементами технологічного процесу (аміак, хлор, сірчана й азотна кислоти, фтористий водень) і можуть утворюватись при пожежах на об'єктах народного господарства (оксид вуглецю, оксид азоту, хлористий водень, сірчастий газ). Вражаюча дія СОДР на людей можливе як в результаті потрапляння таких речовин у краплинної чи рідкої форми на шкіру людини, так і в результаті вдихання їх парів. За токсичними властивостями СОДР в основному відносяться до групи речовин загальноотруйного і задушливого дії. Симптомами отруєння ними в більшості випадків є головний біль, запаморочення, потемніння в очах, шум у вухах, наростаюча слабкість, задишка, нудота, блювота, а при сильних отруєннях - непритомність, судоми, втрата свідомості і навіть смерть.

У населених пунктах стійкість зараження СОДР буде вище, ніж на відкритій місцевості, оскільки вплив вітру виявляється у меншій мірі. У населених пунктах і лісах можливий застій зараженого парами СОДР повітря, у виробничих приміщеннях, підвалах і комунікаційних тунелях - можливі освіти щодо високих концентрацій парів. При цьому характер токсичної дії деяких СОДР може змінюватися, наприклад, пари хлору в концентрації 0,1-0,2 мг / л смерть людини можуть викликати при

вдиханні їх протягом не менше 1 години, а пари в концентрації 10-15 мг / л викличуть рефлекторну зупинку дихання при 1-2 вдихах. Деякі з СДОР при високих концентраціях їх пари здатні викликати шкірні ураження людини (з утворенням пухирів).

У залежності від ступеня хімічної небезпеки аварії поділяються на:

Аварії I ступеня хімічної небезпеки - аварія, пов'язана з можливістю масового ураження виробничого персоналу і населення прилеглих районів.

Аварії II ступеня хімічної небезпеки - аварія, пов'язана з можливістю масового ураження виробничого персоналу хімічно небезпечних підприємств.

Аварії хімічно безпечні - аварія, при якій утворюються локальні вогнища ураження СДОР, що не представляють небезпеки для виробничого персоналу підприємства і населення.

З урахуванням загальної класифікації аварії за масштабами наслідків можуть бути:

Локальна (приватна) аварія - аварія на ХНО пов'язана з незначним вибоком СДОР.

Об'єктова аварія - аварія на ХНО пов'язана з вибоком СДОР з технологічного обладнання або трубопроводів. Її наслідки обмежуються межами підприємства, або об'єкта.

Місцева аварія - аварія на ХНО пов'язана з руйнуванням більшої одиничної ємності або цілого складу СДОР. Хімічна небезпека зберігається до 6 годин. Наслідки обмежуються межами міста, району, області. Хмара досягає житлових забудов. Потрібно термінове проведення евакуації з найближчих житлових районів, а також проведення інших заходів для екстреного захисту населення.

Регіональна аварія - аварія на ХНО зі значним, іноді багаторазовим, викидом СДОР, локалізувати яку не вдається протягом 6 годин і більше. Наслідки обмежуються межами кількох областей, республік. Хімічна небезпека поширюється на багато населених пунктів.

Національна або глобальна аварія - аварія з повним руйнуванням всіх сховищ СДОР великого ХНО або декількох об'єктів. Вона можлива в разі великої диверсії, в результаті стихійного лиха або впливу засобами ураження противника на війні. Наслідки охоплюють межі кількох областей, значну частину території країни і навіть виходять за її межі.

Основні норми поведінки та дії населення при аваріях з викидом СДОР

• Відмітною особливістю аварій на ХНО з викидом СДОР є те, що при високих концентраціях хімічних речовин ураження людей може відбуватися в короткі терміни. Тому вирішальне значення має оперативність і швидкість проведення заходів щодо захисту населення.

Основними заходами захисту персоналу та населення при аваріях на ХНО є: Використання індивідуальних засобів захисту і притулків з режимом ізоляції;

- Застосування антидотів та засобів обробки шкірних покривів;
- Евакуація людей із зони зараження;
- Санітарна обробка людей, дегазація одягу, території, споруд, техніки та майна;

Наявність деяких СДОР в повітрі (хлор, аміак, сірководень, тощо) та їх концентрацію можна визначити за допомогою універсального переносного газоаналізатора типу УГ-2.

Норми поведінки та дії населення при аваріях з викидом СДОР залежить від його виду, властивості, концентрації, метеоумов і т. п. Персонал і населення, які працюють і проживають поблизу ХНО, повинні знати властивості, відмінні ознаки і потенційну небезпеку СДОР, способи індивідуального захисту, вміти діяти при виникненні аварії, надавати першу медичну допомогу потерпілим. Почувши сигнал оповіщення, при виникненні аварії, робітники і службовці повинні надіти засоби індивідуального захисту (ізолюючі і промислові протигази), забезпечити відключення електроісточників, зупинити агрегати, апарати, перекрити газові, парові і

водяні комунікації у відповідності з умовами технологічного процесу та правилами ТБ. Потім персонал ховається в сховищах або виходить із зони зараження.

При оголошенні рішення про евакуацію, робітники і службовці повинні з'явитися на збірні евакуаційні пункти. Працівники, що входять до невоєнізованих формувань ЦО, за сигналом про аварію прибувають на пункт збору формування і беруть участь у локалізації та ліквідації осередку хімічного ураження. Населення, яке проживає поблизу ХНО, при аваріях з викидом СДОР почувши сигнали оповіщення по радіо (телебаченню) та ін способом, повинні надіти протигази, закрити вікна і квартирки, вимкнути електронагрівальні і ін побутові прилади, газ, погасити вогонь у печах, одягти дітей, взяти їм необхідні теплі речі і харчування (3-денний запас продуктів), попередити сусідів; швидко і без паніки вийти з житлового масиву у вказаному напрямку або в бік, перпендикулярну напрямку вітру, бажано на піднесений, добре провітрюваний ділянка місцевості, на відстань не менше 1,5 км від місця попереднього перебування, до отримання подальших розпоряджень.

У разі відсутності протигаза, необхідно негайно вийти із зони зараження, затримавши дихання на кілька хвилин. Для захисту органів дихання можна використовувати вироби з тканини, змочені водою, хутряні і ватні частини одягу. При закритті ними органів дихання, знижується кількість вдихуваних газів, а отже і тяжкість ураження.

При відсутності засобів захисту, укриттів або немає можливості вийти з району аварії залишайтеся вдома. Щільно закрийте вікна, двері, вентиляційні люки, димоходи й т.д. Вхідні двері зашторте використовуючи щільний матеріал або ковдру, на поріг поставте посудину з водою. Не можна ховатися на перших поверхах багатоповерхових будинків, в підвалах і напівпідвальних приміщеннях.

При русі по зараженій місцевості необхідно суворо дотримуватися таких правил:

- Рухатися швидко, але не бігти і не піднімати пил;

- Не притулятися до будинків і не торкатися навколишніх предметів;
 - Не наступати на зустрічаються на шляху краплі рідини або порошкоподібні розсипи невідомих у-в;
 - Не знімати, до розпорядження, засобів захисту;
- При виявленні крапель СДОР на шкірі, одязі, взутті, засобах індивідуального захисту зняти їх тампоном вати або папером, носовою хусткою; По можливості надати допомогу постраждалим дітям, людям похилого віку, не здатних рухатися самостійно. Після виходу із зони зараження необхідно пройти санітарну обробку. Отримавши незначні ураження звертаються до медичних установ для визначення ступеня ураження та проведення профілактичних і лікувальних заходів. Про усунення небезпеки хімічного ураження і про порядок подальшої дії населення сповіщається штабами ЦО або органами поліції. У всіх випадках вхід у житлові, виробничі та інші приміщення дозволяється тільки після контрольної перевірки вмісту СДОР в повітрі.

Норми поведінки та дії працюючого персоналу і населення, а також прийоми першої мед. допомоги при аварії з викидом заздалегідь відомого СДОР обумовлюються, перш за все, токсичними діями останнього. Для запобігання дії СДОР на організм людини необхідно проведення ряду заходів:

- припинення надходження СДОР в організм;
- зняття забрудненого одягу;
- максимально швидке видалення отрути з організму, з шкірних покривів і слизових оболонок;
- знешкодження отрути або продуктів його розпаду; усунення основних ознак ураження;
- профілактика і лікування ускладнень.

Завжди треба враховувати в чому розчиняється СДОР. Так, молоко має обволікаючу дію, здатне поглинути деякі отрути (солі Cu, Zn, Hg, Pb і ін) переводячи їх на менш небезпечні сполуки. Вкрай хибною є думка, що молоко можна давати при всіх видах отруєння. При попаданні в шлунок речовин добре розчинних у жирах (дихлоретан, бензол і його похідні, багато фосфорорганічні сполуки та інші) давати молоко, а також жири рослинного і тваринного походження протипоказано, тому що це може посилити процес всмоктування отрути.

5. ВИСНОВОК

В ході даної роботи було проведено розрахунок мостового ливарного крана фірми KONECRANES, та проведено аналіз конструкції та основних приводів крана. В ході аналізу було виявлено: міст крана має загальну конструкцію, складається з двох головних балок, що зменшує його собівартість, вагу, та навантаження на колеса, механізм головного та допоміжного підйому встановлено на одному візку, це спрощує конструкцію крана, але через це виливати розплавлений метал можливо буде виливати лише в одну сторону. Барабан встановлено лише один, тому немає необхідності встановлювати зубчаті передачі для урівноваження підйому, але через це, збільшується конструкція візка. Механізм пересування крана та візка виконані у вигляді роздільного привода, цей привод дозволяє відмовитись від довгих трансмісійних валів, та зменшити затрати на монтаж та експлуатацію.

Таблиця 5.1 Порівняння технічних характеристик даного крана з вітчизняними аналогами.

	Проліт крана, м	Швидкість головного підйому, м/с	Швидкість допоміжного підйому, м/с	Швидкість Пересування візка, м/с	Швидкість пересування крана, м/с	Маса крана з візком, т	Маса візка з траверсою, т
Кран фірми KONE	24	0,2	0,25	0,66	0,66	243	103
Вітчизняні крани	18-36	0,08-016	0,125	0,63	1,0	380	105

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Козуб Ю. Г., Маслійов С. В. Підйомно-транспортні машини: підручник. Старобільськ: ЛНУ ім. Т. Шевченка, 2018. 277 с.
2. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання : затв. наказом Міністерства соціальної політики України від 19.01.2018 № 62 ; зареєстр. в Міністерстві юстиції України 27.02.2018 за № 244/31696. Чинний від 10.04.2018. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=77156 (дата звернення: 07.05.2026).
3. Хмара Л. А., Колісник М. П., Шевченко А. Ф. Будівельні крани: конструкції, технічні характеристики, вибір та експлуатація : підручник. Дніпро : ІМА-прес, 2015. 356 с. ISBN 978-966-331-567-6.
4. ДСТУ EN 13001-1:2014. Крани. Загальні принципи проектування. Частина 1. Загальні вимоги. Київ : Мінекономрозвитку України, 2015. 52 с.
5. Schmitt R. L. Moving the Earth: Excavation Equipment, Methods, Safety, and Cost / R. L. Schmitt, C. J. Schexnayder, A. B. Cohen, H. L. Nichols Jr., D. A. Day. 7th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2019. 672 p.
6. Кобець А. С., Дирда В. І., Козуб Ю. Г. Підйомно-транспортні машини : підручник. Дніпропетровськ : Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2014. 218 с.
7. Мартовицький Л. М. Крани спеціальні : навч. посібник / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко. Запоріжжя : Національний університет «Запорізька політехніка», 2023. 396 с.
8. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : навч. посібник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». Харків : НТУ «ХПІ», 2006. 304 с.

9. Мартовицький Л. М. Атлас металоконструкцій ПТМ : навч. посіб. / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко, Г. В. Клименко ; за ред. Л. М. Мартовицького ; Нац. ун-т “Запоріз. політехніка”. Запоріжжя : Нац. ун-т “Запоріз. політехніка”, 2019. 222 с.
10. SKF Group. Rolling Bearings Catalogue. — Göteborg: SKF, 2020.
11. Shapiro L. K. Cranes and Derricks / L. K. Shapiro, J. P. Shapiro. 4th ed. New York : McGraw Hill Professional, 2010. 688 p.
12. СНиП 2.09.03-85. Споруди промислових підприємств. Зміна № 1 (національна) : будівельні норми і правила : затв. наказом від 21.10.2004 № 195. Чинний від 01.04.2005
13. Охорона праці та цивільний захист : підручник / за ред. О. Г. Левченка. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 420 с
14. ДСТУ 8828:2019. Пожежна безпека. Загальні положення. Київ : ДП “УкрНДНЦ”, 2020

ДОДАТОК А – ДОВІДКОВІ ДАНІ

Таблиця А.1 – Гаки пластинчаті однорогі

Размеры мм																									Таблица 1	
Номер крюка	D	H	B	B ₁	S	d	d ₁	b	b ₁	b ₂	l	l ₁	l ₂	l ₃	l ₄	l ₅	r	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	Масса крюка, кг, не более			
1	250	2400	850	140	30	125	150	180	345	80	30	440	1750	800	730	125	180	800	85	365	425	120	950			
2	280	2710	1070	160		140	170	220	430	105	40	560	1900	980	880	140	210	1000	100	500	535	600	680	1600		
3	350	3115	1200			160	190	280	460	140		615	2200	1000	900	175	260		120					1970		
4	390	3360	1360	180		190	230	300	515	165	50	710	2300	1250	1100	190	300	1100	130	610	710	730	7470			
5	400	3515	1420	190		195	235	310	535	175		735	2420	1310	1140	195	310	1140						130	610	710
6	420	3745	1500	200		200	240	320	560	190	60	775	2600	1400	1200	200	320	1200	140	630	750	4020				
7	430	4135	1700			220	260	400	600	250		925	2800	1500	1300	210	350	1300	150	670	850	4960				
8	450	4435	1880	240		240	280	450	670	270	70	975	3000	1600	1400	225	400	1360	180	700	940	6100				
9	470	4620	1900			250	300		700	250		80	1000	3150	1650	1450		230	1400	200	730	950	1030	7470		
10	4935	2060	240			260	310	475	750	280		75	1070	3350	1750	1550	235	440	1500	220				1030	8700	
11	500	5200	2180	250		280	340	520	800	290	80	1150	3500	1850	1650	250	470	1550	250	750	1090	10220				
12	530	5485	2370			300	360	560	860	325	85	1220	3650	1950	1750	270	530	1700		775	1185	11900				
13	560	5685	2500	275		320	380	580	925		90	1300	3750	2060	1900	280	545	1800	270	825	1250	14300				
14	700	6080	2720	300		350	420	630	1060	300	100	1400	4000	2120	1950	360	580	1900	300	900	1360	17700				

Рисунок А2. Гак пластинчатый однорогий

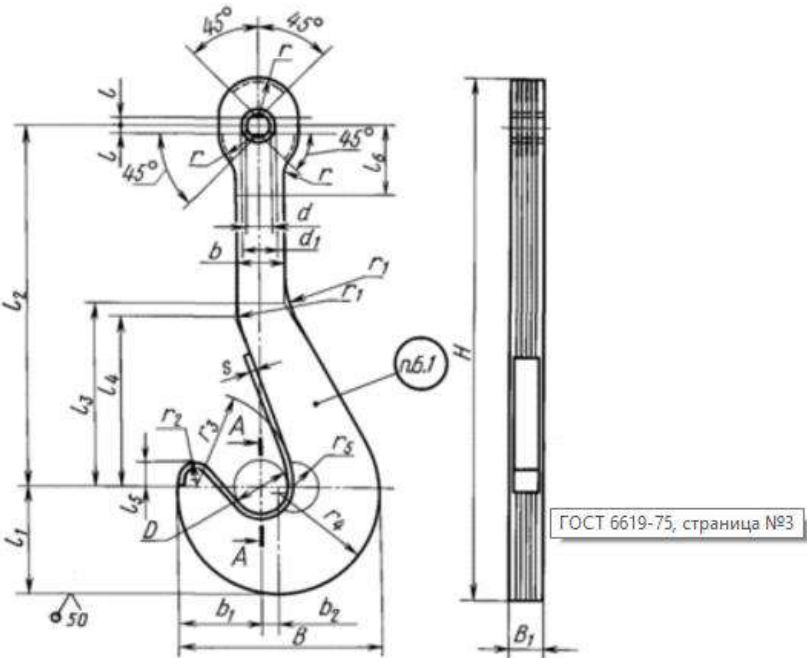


Таблица А.2- Канат подвійної звивки типу ЛК-Р

каната	Диаметр, мм				Расчетная площадь сечения всех проволок, мм²	Ориентиро- вочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, Н/мм² (кгс/мм²)	
	проволоки						1370 (140)	
	центральной	первого слоя (внутреннего)	второго слоя (наружного)				Разрывное усилие Н, не менее	
			6 проволочек	36 проволочек			суммарное всех проволок в канате	каната в целом
19,5	1,40	1,30	1,05	1,40	143,61	1405,0	197000	167000
21,0	1,50	1,40	1,15	1,50	167,03	1635,0	229000	194500
22,5	1,60	1,50	1,20	1,60	188,78	1850,1	259000	220000
24,0	1,70	1,60	1,30	1,70	215,49	2110,0	295500	250500
25,5	1,80	1,70	1,40	1,80	244,00	2390,0	334500	284000
27,0	1,90	1,80	1,50	1,90	274,31	2685,0	376000	319000
28,0	2,00	1,90	1,50	2,00	297,63	2910,0	408000	346500
30,5	2,20	2,10	1,60	2,20	356,72	3490,0	489000	415500
32,0	2,30	2,20	1,70	2,30	393,06	3845,0	539000	458000
33,5	2,40	2,30	1,80	2,40	431,18	4220,0	591500	502500
37,0	2,60	2,50	2,00	2,60	512,79	5015,0	703500	597500
39,5	2,80	2,60	2,20	2,80	586,59	5740,0	804500	684000
42,0	3,00	2,80	2,30	3,00	668,12	6535,0	916500	779000
44,5	3,20	3,00	2,40	3,20	755,11	7385,0	1035000	880500
47,5	3,40	3,20	2,60	3,40	861,98	8430,0	1180000	1000000
51,0	3,60	3,40	2,80	3,60	976,03	9545,0	1335000	1135000
56,0	4,00	3,80	3,00	4,00	1190,53	11650,0	1630000	1385000

Таблица А3- Колеса крановые двухребордные

Crane rails type A (Din536 Blatt 1)								
FEM Class	Speed m\min	Due to bearing	Rail with B(b _{def})					
			120(105)	100(85)	75(63)	65(56)	55(47)	45(39)
M5	32	800	762	617	457	406	345	283
	40	800	741	600	445	395	335	275
	50	800	720	583	432	384	326	268
	63	800	699	566	420	373	316	260
	80	800	678	549	407	362	307	252
	100	800	657	532	394	351	297	244
	125	661	636	515	382	339	288	236

ДОДАТОК Б – ТЕХНІЧНІ ДАНІ І ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНІЗМІВ КРАНА

Таблиця Б1- Електродвигуни

Параметри	Механізм, на якому встановлено електродвигун		
	підйому	пересування	
		Вантажного візка	Крана
Тип і умовне позначення	A4-400XK- 4Y3	MT16LC200	MT16LA200G
Напругення, В	380	400	400
Номинальний струм, А	44,2	40	28
Частота, Гц	50	60	50
Номинальна потужність ,кВт	400 при ПВ60%	22 при ПВ40%	11 при ПВ 40%
Частота оберту, об/хв	1500	1785	1465
Виконання	нормальне	нормальне	
Кількість, шт.	2	4	8
Степінь захисту по ГОСТ 17494-87	IP55		IP55