

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування факультету)

Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавра
(ступінь вищої освіти)

на тему: Розрахунок автоматичних вантажозахоплювальних кліщів для слябів
(назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 4 курсу, групи М-313сп

Спеціальності 133 - Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання

РЯБЧИНСЬКИЙ М.М.
(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник доц. СИДОРЕНКО М.В.
(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент _____
(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний

Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти Бакалавр

Спеціальність 133 - Галузеве машинобудування

(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання.

(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.**

«15» 04 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

РЯБЧИНСЬКИЙ Микола Миколайович

(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Розрахунок автоматичних вантажозахоплювальних кліщів для слябів

керівник проєкту (роботи) доц. СИДОРЕНКО М.В.

(науковий ступінь, вчене звання, ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Теоретичні дослідження навантажень на елементи колодязного крану, дослідження динамічних процесів, які виникають в аварійних ситуаціях, дослідження динамічних процесів, які виникають в період нормальної експлуатації крана та вплив їх на витривалість металоконструкції, інженерно-технологічне проектування та обґрунтування автоматичних кліщових захоплювачів для слябів.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів). Плакати 5 аркушів

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент	15.04.2026р.	22.04.2026р.
2	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент	15.04.2026р.	29.04.2026р.
3	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент	15.04.2026р.	06.05.2026р.
4	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент	15.04.2026р.	13.05.2026р.
5	СИДОРЕНКО Михайло Володимирович доцент	15.04.2026р.	20.05.2026р.

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Загальна частина	22.04.2026р.	
2	Теоретичні дослідження навантажень на елементи колодязного крану	29.04.2026р.	
3	Дослідження динамічних процесів, які виникають в аварійних ситуаціях	06.05.2026р.	
4	Дослідження динамічних процесів, які виникають в період нормальної експлуатації крана та вплив їх на витривалість металоконструкції	13.05.2026р.	
5	Інженерно-технологічне проектування та обґрунтування автоматичних кліщових захоплювачів для слябів	20.05.2026р.	
6	Оформлення креслення	21.05.2026р.	
7	Оформлення пояснювальної записки	22.05.2026р.	

Студент(ка)


(підпис)

Микола РЯБЧИНСЬКИЙ

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи)


(підпис)

Михайло СИДОРЕНКО

(Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

ВСТУП

Колодязні крани призначені для посадки сталевих злитків в спеціальні нагрівальні колодязні печі, а також подачі злитків, нагрітих до температури прокатки, на злитковоза або на приймальний рольганг прокатного стану (слябінга або блюмінга). Крім основних робіт з видачі злитків колодязні крани виконують різні підйомно-транспортні операції при ремонтах і чищенні криниць, при ремонтах злитковоза і механізмів, а також збиральні роботи. Крани для роздягання злитків працюють в спеціальних (стриперних) відділеннях мартенівських цехів і виконують різні технологічні операції, пов'язані з роздяганням сталевих злитків, відлитих з розширенням догори, і відривом від піддонів злитків, відлитих з розширенням донизу.

Все різноманіття існуючих мостових кранів за способом підвісу вантажу можна розділити на два види: крани загального призначення з гнучким підвісом вантажу і спеціальні крани з жорстким підвісом вантажу.

Крани загального призначення більш прості у виготовленні, однак, через можливість розгойдування вантажу на гнучкому підвісі, швидкість пересування таких кранів лімітується, що в свою чергу не задовольняє вимогам, що пред'являються до темпу роботи в ряді технологічних процесів. Крім цього, крани загального призначення, як правило, забезпечені гаковою підвіскою, застосування якої додатково вимагає залучення підкранових робітників (стропальників).

Використання жорсткого підвісу дає можливість експлуатувати цей вид кранів при виконанні таких операцій, як переміщення розпечених предметів, робота в небезпечних для людини умовах, складування на висотних стелажах, тобто там, де неможливо залучити стропальників. Крани з жорстким підвісом вантажу застосовуються на виробництвах: мартенівському, прокатному, ковальсько-пресовому, мідеплавильному; на атомних електростанціях і складах. До числа кранів з жорстким підвісом вантажу відносяться: колодязні крани для роздягання злитків (стриперних), посадочні, завалочні, штабелери, крани з підхватами.

Металургійні крани з жорстким підвісом вантажу конструктивно складніші, так як вони повинні виконувати більшу кількість робочих рухів. Їх типовими представниками є колодязні і стріперних крани.

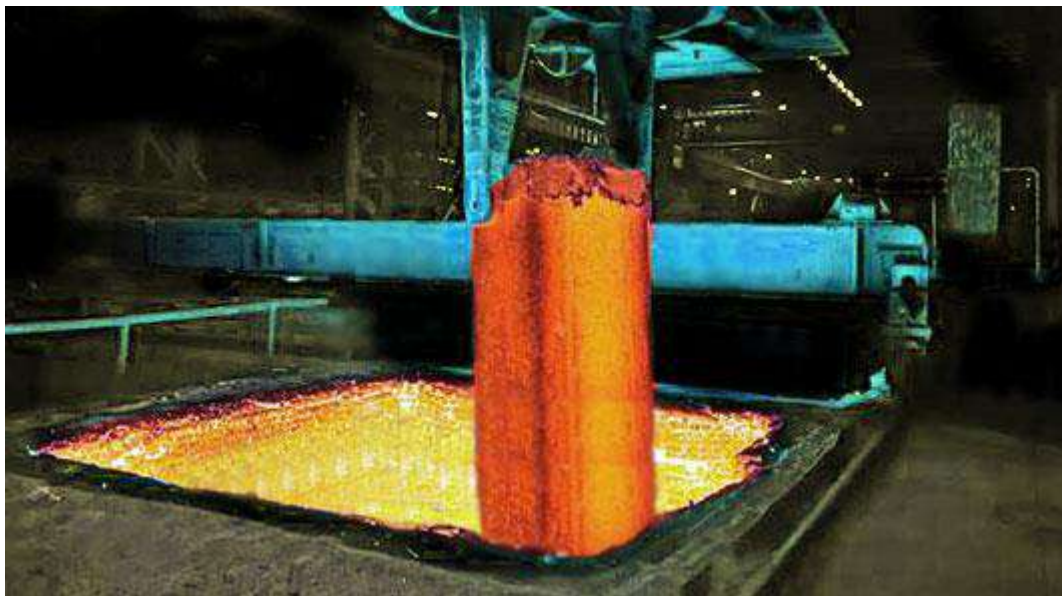


Рисунок 1 – Кліщі автоматичні

Основою кожного крана є металоконструкції. Для мостових кранів це міст, що складається з двох головних (прогонових) і двох кінцевих балок. На головних балках укладено рейки, по яким пересувається вантажний візок. Спільною особливістю розглянутих кранів є наявність на їх візках шахт і колон, консольно опускаються між головними балками моста, на якому розташований вантажозахватний орган, кабіни управління і окремі вузли механізмів.

Металеві конструкції кранів відчувають вплив від різноманітних навантажень, як статичних, так і динамічних. До статичних відносяться навантаження від маси металоконструкції, вантажного візка і вантажу, що піднімається. Істотне навантаження металоконструкцій розглянутих кранів обумовлено динамічними навантаженнями. Особливістю металургійних кранів є те, що маса вантажу, що піднімається у багато разів менше маси візка.

Тому в умовах нормальної експлуатації основні динамічні навантаження виникають не при підйомі вантажу, а в періоди несталого руху (при розгоні і

гальмуванні), а також при несприятливому стані підкранових колій. Крім перерахованих навантажень в кранах з жорстким підвісом вантажу можуть мати місце особливі випадкові навантаження. Це - навантаження, що діють на металоконструкцію крана при наїзді його на буферні упори або при наїзді нижнього кінця підвісу на жорсткий упор.

Для розрахунку крана на витривалість необхідно отримати гістограми напружень в розрахункових перетинах балок моста при виконанні краном всіх можливих операцій з урахуванням різного положення вантажного візка. Елементи металоконструкцій кранів з жорстким підвісом вантажу мають великі маси, тому в періоди розгону і гальмування виникають значні інерційні навантаження. При цьому корисно розглянути різні способи гальмування крана і досліджувати їх вплив на довговічність металоконструкцій. Доцільно також провести оцінку впливу випадкових відхилень підкранових колій у вертикальній площині на величини динамічних напружень і довговічність металоконструкцій кранів з жорстким підвісом вантажу, що раніше не досліджувалась.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

Металоконструкція - це найбільш металомістка частина крана, від маси якої залежить в основному його собівартість. Вага металоконструкції визначає навантаження, що передаються краном на підкранові шляхи, що позначається на міцності будівельних конструкцій. В той же час експлуатація всіх кранів, а тим більше металургійних, повинна бути безпечною.

Розрахунки кранових металоконструкцій при їх проектуванні, як в нашій країні, так і за кордоном, виробляються за нормами, зазначеними в різних РТМ, РД, Остах і т.д. У цих документах наводяться різні розрахункові сполучення нормативних статичних і динамічних навантажень, які слід розглядати при розрахунках металоконструкцій. При цьому окремо розглядаються навантаження, необхідні для проведення розрахунків елементів металоконструкцій на міцність і стійкість, і навантаження, які використовуються для розрахунків на витривалість.

Для визначення нормативних навантажень в цих документах пропонуються прості формули, але для оцінки міцності вводяться різні коефіцієнти перевантаження нормативних навантажень. В останніх РТМ і РД максимальні еквівалентні напруження, отримані в найбільш навантажених елементах при зазначених розрахункових сполученнях, пропонується порівняти з $R_y \gamma_c$ добутком, де, згідно з РД і ОСТ, R_y - розрахунковий опір матеріалу; γ_{cp} - коефіцієнт умови роботи.

Проведені дослідження показали, що в кранах з жорстким підвісом вантажу при розрахунках на міцність динамічні навантаження, що виникають при відриві вантажу від "землі", не є лімітуючими, так як складають $\sim 10\%$ від статичної ваги вантажного візка з вантажем. З появою ЕОМ для дослідження динаміки металургійних кранів Суторіхіним В. Н. була запропонована більш складна динамічна модель, яка давала можливість досліджувати також і завалочні крани. із запропонованої ним загальної моделі виходили спрощені динамічні моделі конкретних кранів, для яких були отримані розрахункові динамічні навантаження.

В цих роботах навантаження, створювані електродвигунами, вважалися або постійними, або змінними по експоненціальному закону. Перехідний процес, пов'язаний зі зміною навантажень, створюваних електродвигунами при перемиканні їх з однієї механічної характеристики на іншу, не враховувався. Вантажний візок розташовувався тільки в середині прольоту. При розгляді випадку наїзду на упор нижнього кінця жорсткого підвісу не враховувалася можливість відриву ходових коліс вантажного візка від рейки.

Відповідно до методики розрахунку металоконструкцій кранів на витривалість необхідно визначення динамічних напружень в різних перетинах балок моста (де є концентратори напружень) при різних положеннях вантажного візка. Так як основними динамічними навантаженнями, що визначають напруження, що змінюються по симетричному циклу, є ті, що виникають при розгоні і гальмуванні моста крана, то доцільно уточнення динамічних навантажень при різних способах гальмування кранів.

Вплив випадкових відхилень підкранових колій в горизонтальній площині на величини бічних сил, що діють на ходові колеса кранів, вже досліджувалося рядом авторів. Однак ні в одному дослідженні не оцінювався вплив випадкових нерівностей підкранових колій у вертикальній площині на напруження в балках моста, які можуть виникати в кранах з жорстким підвісом вантажу при пересуванні їх уздовж шляхів з постійною швидкістю.

В кранах з жорстким підвісом основні частоти коливань, що виникають при русі їх уздовж підкранових колій, істотно нижче, так як вони визначаються парціальними коливаннями шахти і колони з вантажем щодо поздовжньої осі моста крана. Для цих кранів доцільно проведення дослідження коливань, які виникають при русі крана по шляхах, які мають випадкові відхилення в вертикальній площині.

При експлуатації кранових металоконструкцій найбільшу кількість пошкоджень викликається втомою. Найбільш повні питання довговічності елементів кранових металоконструкцій досліджені в роботі. В даній роботі пропонується розглядати дві стадії процесу втомного руйнування. До першої

стадії відноситься період до появи магістральної тріщини обмежених розмірів. На цій стадії справедлива лінійна гіпотеза додавання пошкоджень. Друга стадія відповідає процесу розвитку тріщини від граничного розміру до досягнення критерію руйнування. Результати великих досліджень процесу зростання тріщин наведені також в роботі.

В металоконструкції крана завжди можна встановити, де може початися утворення втомної тріщини. При цьому, згідно з, слід розрізняти два типи вузлів. До першого типу відносяться ті, в яких напружений стан повністю визначається зовнішніми навантаженнями. До них відносяться вузли, розташовані в основних розрахункових перетинах балок мостових кранів. Ці вузли розташовуються у зварних швах в розтягнутих зонах поперечних перерізів. Кількість циклів навантаження цих вузлів пропорційно кількості циклів роботи крана. Втомні тріщини в вузлах цього типу ростуть з наростаючою швидкістю і можуть призводити до повного руйнування конструкції.

В вузлах другого типу напружений стан є результатом місцевої дії навантаження. До них відносяться, наприклад, підрейкові вузли головних балок мостових кранів, надбуксові вузли кінцевих балок. Кількість циклів навантаження цих вузлів практично не пов'язане з числом циклів роботи крана. Напруження в вузлах другого типу можуть залежати від якості виготовлення металоконструкції. Втомні тріщини в цих вузлах не призводять до втрати несучої здатності конструкції в цілому.

Отже, при якісному виготовленні металоконструкції і нормативних умов експлуатації, довговічність лімітується ресурсом витривалості найбільш напружених елементів і вузлів, що відносяться до першого типу. Протягом терміну служби крана при впливі зовнішніх навантажень відбувається вироблення цього ресурсу, що призводить до виникнення втомних пошкоджень.

Для проведення розрахунків металоконструкцій розглянутих кранів на міцність необхідно максимально точно визначити значення найбільших

напружень і переміщень, що виникають у разі наїзду нижнього кінця колони на жорсткий упор. Істотні динамічні навантаження передаються на металоконструкції розглянутих кранів і при наїзді на буферні упори. Дослідженню цих навантажень присвячені роботи. В цьому випадку навантаження також можливий відрив коліс ходового візка від рейки. Але в проведених дослідженнях ця умова не розглядалося.

У зазначених дослідженнях не визначалися динамічні навантаження при різних положеннях вантажного візка (всюди вважалося, що вантажний візок перебувала посередині прогону).

Постановка проблеми. З проведеного огляду науково-технічної літератури, присвяченій теорії і методів розрахунку кранових металоконструкцій, слідує, що необхідне проведення подальших теоретичних досліджень, які дозволяють обґрунтувати нові методи визначення динамічних навантажень.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА ЕЛЕМЕНТИ КОЛОДЯЗНОГО КРАНУ

2.1 Мета дослідження

Метою даного теоретичного дослідження навантажень є виявлення сил, що діють на елементи колодязних кранів при виконанні ними основних виробничих операцій.

Результати теоретичних досліджень можуть бути використані для внесення рекомендацій по оптимальному конструктивним виконанням окремих вузлів колодязних кранів.

Дослідження проводилося за допомогою електронної установки МН-7.

Метод виконання досліджень має загальний характер і може бути використаний при оцінці навантажень на елементи всіх типів кранів з жорстким підвісом вантажу.

В якості об'єкта для досліджень, на якому перевірялося розроблена методика визначення зусиль в пружних зв'язках крана, був прийнятий колодязний кран №292 заводу "Запоріжсталь", виготовлений заводом ім. Е. Тельмана в 1968 рік.

2.2 Характеристика колодязного крана №292 заводу «Запоріжсталь», прийнятого як об'єкт дослідження.

Колодязний кран №292 має міст, виконаний з двох балок коробчатого перетину без допоміжних елементів. Балки моста посилені діафрагмами. Вертикальні стінки балок мають зовні поздовжні елементи жорсткості. Рейоки розташовані над внутрішньою вертикальною стінкою балок.

Основні дані технічної характеристики крана:

Вантажопідйомність	$G_{\text{гр}}=2000 \text{ кг}$
Маса злитка	$m_{\text{гр}}=1500 \text{ кг.сек}^2/\text{м}$
Проліт	$L=27 \text{ м}$
База крану	$B=5,6 \text{ м}$
Режим роботи крана	B_T
Підтележний рейок - спеціальний (відповідає рельсу КР-100)	

Вагові дані окремих елементів крана, розгорнуті характеристики його механізмів підйому, пересування візка і пересування крана, характеристики ходу штанги, моменти інерції перерізів металоконструкцій, розрахунок переміщень, мас і жорсткості прийнятих при виконанні теоретичних досліджень на прикладі крана №292 наведені.

2.2.1 Вертикальні навантаження при підйомі злитка з підхопленням

Для теоретичного дослідження вертикальних навантажень, що діють на кран при підйомі злитка з підхопленням розглядаємо колодязних кран, як двухмасову систему.

Нижче наведені велечіни мас і значення коефіцієнтів жорсткості зв'язків щодо прийнятої фізичної моделі, на якій Z_0 і Z - поточні координати переміщення моста і вантажу в процесі коливань.

Маса:

а) маса вантажу

$$m=m_{\text{гр}}+m_{\text{кл}}+m_{\text{клл}} \quad (1.1)$$

б) маса моста, з урахуванням частини маси візку

$$m_0=0,5m_m+m'_T+m_{\text{кб}}+m_{\text{шх}} \quad (1.2)$$

Коефіцієнт жорсткості:

Коефіцієнт жорсткості підвіски:

$$C_p=4C_{\text{каната}}=4 \times E_k F_k/H, \text{ кг/м} \quad (1.3)$$

Де E_k - модуль пружності каната $E_k=1,2 \times 10^6 \text{ кг/см}^2$

F_k - площа поперечного перерізу дротів каната, см^2

H - відстані від осі барабана до осі рухомих блоків, закріплених на штанзі, м

Коефіцієнт жорсткості моста визначається в даному випадку для чотирьох положень візка, як величина зворотна переміщенням.

$$C_0=\frac{1}{\sigma_{0y}} \frac{\text{кг}}{\text{м}} \quad (1.4)$$

При дослідженні навантажень в разі підйому вантажу підхопленням вводяться загальноприйняті допущення:

1. швидкість каната в процесі підйому вантажу постійна.
2. приведена маса ротора двигуна та інших обертових частин механізму підйому значно більша за масу вантажу, тому може бути прийнята рівною нескінченності.

$$M_{\text{пр.під}}=\frac{GD_{\text{пр}}^2 \times i_n^2 \times i_{\text{ред}}^2}{g \times D_6^2}=\infty$$

3. Міст крана в початковий момент знаходиться в стані статичної рівноваги і вантажозахоплювальні пристрої (кліщі) спираючись на злиток передають на нього свою вагу. В цьому випадку натяг канатів в момент початку підйому дорівнює нулю, однак провисання канатів відсутнє.

Процес підйому вантажу з підхопленням підрозділяється на два етапи:

1-й етап: натяг каната зростає від нуля до значення, відповідного моменту відриву злитка від дна колодязя. В цьому випадку відбувається переміщення моста у вертикальній площині, і оскільки вантаж ще не відірвався від дна, система є одномасною.

2-етап: відрив злитка від дна колодязя, виникнення коливань металоконструкції моста і вантажу. система є двохмасною.

Диференціальне рівняння руху моста в процесі рівномірного натягу каната, що передає підйому вантажу (1-й етап) без урахування розсіювання енергії запишеться таким способом:

$$m_0 \ddot{z}_0 + C_0 \dot{z}_0 = (vt - z_0) C_n \quad (1.5)$$

Диференціальні рівняння руху системи мас на 2-му етапі підйому після відриву злитка можуть бути представлені таким чином:

$$m_0 \ddot{z}_0 + C_0 \dot{z}_0 - P_z = 0 \quad (1.6)$$

$$mz + P_z = Q$$

де U -швидкість підйому вантажа.

P_z -сила пружності підвіски.

При лінійної жорсткості підвіски:

$$P_z = (z - z_0) \times C_n \quad (1.7)$$

Q – вага вантажу, що піднімається, кліщів і штанги.

Визначення навантажень на елементи крана при підхваті вантажу вироблено для 4-х положень візки при двох значеннях висоти вантажу.

Нижче наведені перетворення рівнянь що описують 1-й і 2-й етапи підйому вантажу.

Перший етап підйому вантажу:

Рівняння може бути представлене в такий спосіб:

$$Z_0 + (C_0 + C_n / m_0) \times Z_0 = U \times C_n \times t / m_0 \quad (1.8)$$

Рівняння використовується для визначення тривалості 1-го етапу підйому вантажу.

Рівняння використовується для визначення тривалості 1-го етапу підйому вантажу. C_0

$$\frac{UC_0}{(C_0 + C_n)} t + \frac{UC_n}{(C_0 + C_n) \times P} - \sin_p t = \frac{Q}{C_n} \quad (1.9)$$

Значення параметрів системи в кінці 1-го етапу підйому і відповідно на початку 2-го етапу підйому матимуть наступні значення:

Деформація моста крана:

$$Z_{0 \text{ поч}} = \frac{\alpha_2}{p^2} (t_1 - \frac{\sin pt_1}{p})$$

Швидкість:

$$Z_{0 \text{ поч}} = \frac{\alpha_2}{p^2} (1 - \cos pt_1)$$

Деформація каната:

$$(Z - Z_0 \text{ поч}) = Q / C_n$$

Відносна швидкість:

$$(Z - Z_0 \text{ поч}) = (U - Z_0)$$

Другий етап підйому вантажа з підхватом.

Систему рівнянь можна представити в наступному вигляді:

$$(Z - Z_0) + \frac{C_n}{M} (Z - Z_0) - \frac{C_0}{m_0} Z_0 = \frac{Q}{m}$$

$$Z_0 + \frac{C_0}{m_0} Z_0 \frac{C_n}{m_0} (Z - Z_0) = 0 \quad (1.10)$$

Позначимо:

$$\frac{C_n}{M} = \lambda^2; \quad \frac{C_0}{m_0} = \gamma^2; \quad \frac{C_n}{m_0} = \psi^2$$

де: $M = \frac{m \times m_0}{m \times m_0}$

отримаємо:

$$(Z - Z_0) + \lambda^2 (Z - Z_0) - \gamma^2 Z_0 = \frac{Q}{m}$$

$$Z_0 + \gamma^2 Z_0 = \psi^2 (Z - Z_0) = 0 \quad (1.11)$$

Для вирішення системи рівнянь на ЕМУ МН-7 перетворимо їх у машинні, шляхом ведення масштабів моделювання:

$$(\ddot{U}-\ddot{U}_0) = -K_1(U-U_0) + K_2U + K_3 \quad (1.12)$$

$$\ddot{U}_0 = -K_2U_0 + K_4(U-U_0)$$

Де: $K_1 = \gamma^2 M_t^2$

$$K_2 = \gamma^2 M_t^2$$

$$K_3 = \frac{Q}{m} \times \frac{M_t^2}{M_z} \quad (1.13)$$

$$K_4 = \psi^2 M_t^2 \quad (1.14)$$

У наведених значеннях коефіцієнтів

M_t - масштаб моделювання за часом;

$$M_t = \frac{1}{30}; \quad M_t^2 = \frac{1}{900}; \quad (1.15)$$

M_z - масштаб моделювання за деформації:

$$M_z = 5 \times 10^{-4} \frac{\text{М}}{\text{ВОЛЬТ}} \quad (1.16)$$

2.2.2 Динамічні навантаження при пуску і гальмуванні візка

Для теоретичного дослідження горизонтальних навантажень, що діють на елементи візки під час пуску і гальмуванні її механізму пересування, приймаємо розрахункову схему двухмасной системи з одним зв'язком. (малюнок 5).

Фізична модель для виконання теоретичних досліджень представлена на малюнку 5, на якому y_1 і y_2 - поточні координати переміщення візка і вантажу в процесі коливань.

Нижче наведені величини мас і значення коефіцієнта жорсткості зв'язку, стосовно прийняття на малюнку 6 фізичної моделі.

Маси:

маса візка:

$$m_1 = m_T^1 + 0,75m_{\text{шх}} + m_{\text{пр.мех.перем.візка}} \quad (2.1)$$

приведена маса вантажу:

$$m_{2\text{пр}} = m_2 + m_3 \frac{\sigma_{32}^2}{\sigma_2^2} \quad (2.2)$$

де:

$$m_2 = m_{\text{ван}} + m_{\text{кл}} + 0,25m_{\text{шт}}$$

$$m_3 = m_{кб} + 0,25 m_{шт} + 0,75 m_{шт}$$

Коефіцієнт жорсткості:

Коефіцієнт жорсткості визначається, як величина зворотна переміщенню.

$$C_3 = \frac{1}{\sigma_2} \text{ кг/м} \quad (2.3)$$

Роз'яснення по окремим доданком мас, а також методика визначення переміщень елементів колодязного крана і розшифровка їх позначень наведені в додатку до даної роботи.

Зовнішні навантаження, під час пуску і гальмуванні візка определяється наступним чином:

Пускове зусилля:

$$P_n = \frac{2 M_{\text{пуск}}^{\text{ср}} i \times \eta_m}{D_{\text{х.к}}}$$

Де: $M_{\text{пуск}}^{\text{ср}}$ - середній пусковий момент двигуна механізму пересування візка

Гальмівне зусилля:

$$P_T = \frac{2 M_{\text{гал}}^{\text{віз}} i}{D_{\text{х.к}} \eta_m}$$

Де: $M_{\text{гал}}^{\text{віз}}$ - гальмівний момент, розвивається гальмом механізму пересування візка.

$$W_T = (Q + G_{\text{віз}}) K_p \frac{2\kappa + \mu d_{\text{ц}}}{D_{\text{х.к}}}$$

W_T - опір пересуванню візки.

Наявність зазору Δ в зв'язку обумовлює ударний характер прикладання навантаження.

Процес пуску (гальмування) складається з двох етапів:

1-й етап: від моменту прикладання сили $P_{\text{віз}}$ до моменту вибору зазору Δ . протягом першого етапу пуску (гальмування) масі m_1 приходить в рух під дією сили $P_{\text{віз}}$ і повідомляє масі m_2 кінетичну енергію.

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} = \Delta P_{\text{віз}}$$

Звідки швидкість в момент повного вибору зазору, тобто в кінці першого етапу полягає:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\Delta P_{\text{віз}}}{m_1}}$$

Де: $P_{\text{віз}} = P_{\text{п}} - W_T$ – режим пуску

$P_{\text{віз}} = P_{\text{п}} + W_T$ - режим гальмування

Δ – наведений зазор, рівний подвоєною величиною зазору між шахтою і штангою з одного боку $\Delta=2\delta$

2-й етап: з моменту вибору зазору.

Закон руху описується в цьому випадку наступною системою диференціальних рівнянь:

$$m_1\ddot{y}_1 + C_3(y_1 - y_2) = P_{\text{виз}} \quad (2.4)$$

$$m_2\ddot{y}_2 + C_3(y_1 - y_2) = 0$$

Після перетворення системи рівнянь отримаємо наступне диференціальне рівняння руху:

$$\ddot{y} + p^2 y = q$$

$$\text{де: } y = (y_1 - y_2); \ddot{y} = \ddot{y}_1 - \ddot{y}_2$$

$$p^2 = \frac{C_3}{M}; \quad M = \frac{m_1 \times m_2}{m_1 + m_2}; \quad q = \frac{P_{\text{виз}}}{m_1}$$

В результаті рішення диференціального рівняння руху отримаємо закон руху:

$$Y = A \cos pt + B \sin pt + \frac{q}{p^2} \quad (2.5)$$

Де: $A - B$ = постійні, що визначаються виходячи з початкових умов:

а) в системі відсутній зазор; початкові умови при $t = 0$; $y=0$; $\dot{y}=0$;

Максимальна горизонтальна навантаження, прикладена до центру тяжіння вантажу визначається за формулою:

$$F_{\max} = \frac{2P_{\text{вiз}} \times m_2}{m_1 \times m_2} \quad (2.6)$$

б) В системі є зазор; початкові умови при $t = 0$; $y=0$

$$\dot{y} = v = \sqrt{\frac{2P_{\text{вiз}} \times \Delta}{m_1}}$$

Максимальне горизонтальне навантаження прикладена до центру тяжіння вантажу визначається за формулою:

$$F_{\max} = \frac{2P_{\text{вiз}} \times m_2}{m_1 \times m_2} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2C_3 \times (m_1 \times m_2)}{P_{\text{вiз}} \times m_2}} \right] \quad (2.7)$$

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ В АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЯХ

3.1 Наїзд крана на буферний упор

3.1.1 Види буферних упорів.

Для пом'якшення ударів в разі наїзду в крайніх положеннях на тупікові упори мостового електричного крану, крани обладнані буферними пристроями буфери, що застосовуються в металургійних кранах з жорстким підвісом вантажу, за принципом роботи поділяють на пружинні і гідравлічні.

Буферні пристрої повинні поглинати найбільшу кількість кінетичної енергії при мінімальній вазі і габаритних розмірах самого буфера. Більшою мірою цій умові задовольняють гідравлічні буфери. Останні, на відміну від пружинних, майже не мають віддачі, а кінетична енергія удару крана переходить в теплову, нагріваючи робочу рідину буфера. Діаграма роботи гідравлічного буфера може мати вигляд трапеції, у пружинних вона має вигляд трикутника. Це, згідно [6], дозволяє гідравлічним буферам поглинати кінетичну енергію майже в два рази більшу, ніж пружинними при однакових максимальних зусиллях на штоках і однакових ходах штоків. Для обмеження зворотного ходу, що виникає після спрацювання пружинного буфера, можливо спільне використання пружинного і гідравлічного буферів односторонньої дії, що працює при віддачі.

3.1.2 Динаміка крана при наїзді на буфери

Для визначення динамічних навантажень, що діють на металоконструкції кранів з жорстким підвісом вантажу при наїзді на буферні упори, використовується

шестимасова динамічна модель, вона представлена на рис. 3.1. Вантажний візок розташовується в середині або одну чверть прольоту моста.

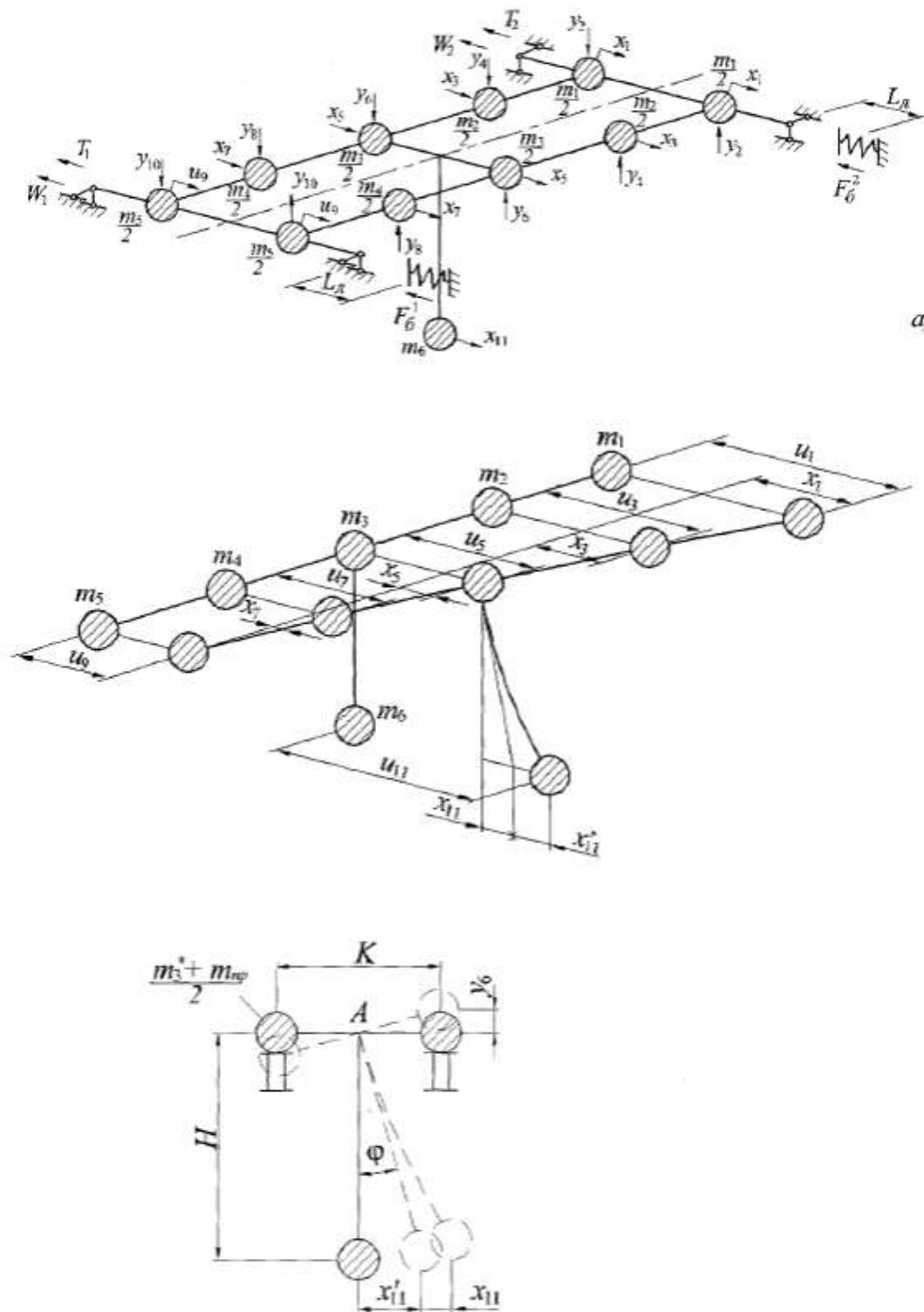


Рисунок 3.1 – Динамічна модель крана при наїзді на буферні упори

У разі розташування вантажного візка посередині прольоту для індексації наведених мас моделі використовувалися такі позначення: m_1 і m_5 - маси кінцевих балок, наведені маси прилеглих до них елементів головних балок ($1/8$ від їх загальної маси), маси механізмів пересування крана і приведені до поступального руху, маси обертових елементів механізмів пересування; m_2 і m_4 - наведені маси пролітних балок ($1/4$ від їх загальної маси); m_3 - приведена маса головних балок ($1/4$ від їх загальної маси), маса вантажного візка з механізмами і приведена маса верхньої частини шахти і колони; m_6 - приведена маса нижньої частини шахти, колони, маса кліщів і вантажу.

Якщо вантажний візок перебував в чверті прольоту, то маса вантажного візка і приведена маса верхньої частини підвісу ставилися, відповідно, до маси m_4 .

Наведені маси динамічної моделі мали шість горизонтальних ($x_1, x_3, x_5, x_7, x_9, x_{11}$) і п'ять вертикальних переміщень ($y_2, y_4, y_6, y_8, y_{10}$).

(рис.3.1, а). Повні горизонтальні переміщення мас m_1, m_2, m_3, m_4

(рис. 3.1, б) представлені у вигляді сум

$$u_i = u_9 + x_i \quad (i=1, 3, 5, 7)$$

Переміщення маси m_6 залежить від положення вантажного візка. Для випадку, коли візок розташовується посередині прольоту

$$u_{11} = u_9 + x_5 + x_{11} + x'_{11}$$

де - горизонтальне переміщення вантажу відносно рами вантажного візка, що виникають із-за пружних деформацій шахти і колони;

$x'_{11} = \varphi H$, горизонтальне переміщення вантажу через нахил вантажного візка на кут φ (рис. 2.1, в), де H – відстань по вертикалі від маси m_6 до рівня підвізкових рейок. Кут нахилу візка визначався вертикальними переміщеннями головних балок $\varphi = 2y_6/K$

де K – колія вантажного візка.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4939}{2 \times 1520} = 1.624671 \quad (3.1)$$

$$\alpha = 58.38732^\circ$$

$$Q_{\text{заг}} = Q + P = 40\text{м} + 17\text{м} = 57\text{м} = 57000\text{кг} \quad (3.2)$$

Зусилля розтягування в тязі 1

$$T = \frac{Q_{\text{заг}}}{2 \cos \alpha} = \frac{57000}{2 \cos 58,38732^\circ} = \frac{28500}{0,524175^\circ} = 54371 \quad (3.3)$$

Рівняння суми моментів для кліщівини щодо тари:

$$\Sigma H_6 = T \times h - N_2 \times l_2 + \frac{Q_{\text{заг}}}{2} \times b$$

Зусилля захоплення вантажу :

$$N_2 = \frac{T \times h + \frac{Q_{\text{заг}}}{2} b}{l_2} = \frac{54371 \times 1742 + \frac{57000}{2} \times 1702.5}{1536} = 93252 \text{ кг} \quad (3.4)$$

Запас стискаючого зусилля:

$$\frac{k}{\mu} = \frac{a + l_2 \times \text{tg} \alpha}{l_2}$$

Де k - запас стискаючого зусилля.

$$k = 1.25 \dots 1.6$$

μ - коефіцієнт тертя.

$$\mu = 0.5 \dots 0.6$$

Приймаємо $\mu = 0.6$

$$k = \mu \frac{a + l_1 \times \text{tg} \alpha}{l_2} \quad (3.5)$$

$$k = 0.6 \frac{4172 + 527 \times \text{tg} 58.38732^\circ}{1536} = 0.6 \times 3.274 = 1.96$$

Умова утримання вантажу кліщами, дотримується.

Умова рівноваги важеля:

$$N_1 - R + N_2 = 0 \quad (3.6)$$

$$\text{Тоді} - R = N_1 + N_2$$

$$N_1 = \frac{Q_{\text{заг}}}{2} \times \operatorname{tg} \alpha = \frac{57000}{2} \times \operatorname{tg} 58.38732^\circ = 28500 \times 1.62471 = 46303 \text{ кг}$$

Сили діючі на вісь у вузлі, з боку однієї рицини:

$$R = 46303 + 93252 = 139555 \text{ кг} \quad (3.7)$$

Мінімальне розкриття кліщів

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4040}{2 \times 2081} = 0.9705871 \quad (3.8)$$

$$\alpha = 44.14782^\circ$$

Зусилля розтягування в тязі 1

$$T = \frac{Q_{\text{заг}}}{2 \cos \alpha} = \frac{57000}{2 \cos 44.14782^\circ} = 39719 \text{ кг} \quad (3.9)$$

Зусилля затискання вантажу

$$N_3 = \frac{Th + \frac{Q_{\text{заг}}}{2} b}{l_2} = \frac{39719 \times 2510 + \frac{57000}{2} \times 900}{2109} = \frac{125344690}{2109} = 59433 \text{ кг} \quad (3.10)$$

Розрахунки осі підвіски:

Матеріал СтЗПС:

$$\sigma_{\text{т}} = 2100 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_{\text{п}} = 4000 \text{ кг/см}^2$$

Найбільший момент згину:

$$H_{\text{зг}} = \frac{Q_{\text{заг}} \times l}{4} \quad (3.11)$$

$$Q_{\text{заг}} = 57000 \text{ кг}$$

$$H_{\text{зг}} = \frac{57000 \times 33}{4} = 470250 \text{ кг} \quad (3.12)$$

Момент опору моменту осі:

$$w=0.1d^3 \quad (3.13)$$

$$w=0.1 \times 15^3 = 337.5 \text{ см}^3$$

Напруга при вигині:

$$Q_{зг} = \frac{H_{зг}}{w} = \frac{470250}{337.5} = 1393 \text{ кг/см}^2 \quad (3.14)$$

Запас міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{Q_{зг}} = \frac{2100}{1393} = 1.51 > [n] \quad (3.15)$$

$$[n] = 1.43$$

Розрахунок осі

Матеріал: сталь 40Х ГОСТ 4543-71

$$\sigma_T = 4500 \text{ кг/см}^2, \sigma_{вп} = 7000 \text{ кг/см}^2$$

$$Q_{зг} = 57000 \text{ кг}$$

$$T = 54371 \text{ кг}$$

$$\alpha = 58.38732^\circ$$

$$T_B = \frac{1}{2} T \cos \alpha = \frac{1}{2} 54371 \times \cos 58.38732^\circ = \frac{1}{2} 54371 \times 0.524175 = 14250 \text{ кг} \quad (3.16)$$

$$R_A=R_B= T_B=14250 \text{ кг:} \quad (3.17)$$

$$H_{3Г} = R_A \times l_1 = 14250 \times 10.2 = 145350 \text{ кг} \times \text{см} \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} H'_{3Г} &= R_A \times (l_1 + l_2) + T_B \times l_2 = 14250(10.2 + 8.95) + 14250 \times 8.95 = 272887.5 + 127537.5 = \\ &= 400425 \text{ кг} \times \text{см} \end{aligned} \quad (3.19)$$

Напруга вигину:

$$\sigma_{3Г\text{ вл}} = \frac{H_{3Г\text{ в}}}{W} = \frac{400425}{0.1 \times 10648} = \frac{400425}{1064.8} = 376 \text{ кг/см}^2 \quad (3.20)$$

В горизонтальній площині:

$$T_2 = \frac{1}{2} T \times \sin \alpha = \frac{1}{2} \times 54371 \times \sin 58.38732^\circ = \frac{1}{2} \times 54371 \times 0.851611 = 23151.5 \text{ кг} \quad (3.21)$$

$$R_A=R_B= T_2=23151.5 \text{ кг} \quad (3.22)$$

$$H_{3Г.2} = R_A \times l_1 = 23151.5 \times 10.2 = 236145.3 \text{ кг} \times \text{см} \quad (3.23)$$

$$H'_{3Г.2} = R_A \times (l_1 + l_2) - T_2 \times l_2 = 23151.5(10.2 + 8.95) - 2315.15 \times 8.95 = 236145.3 \text{ кг} \times \text{см} \quad (3.24)$$

Напруга згину:

$$\sigma_{зг.г} = \frac{H_{зг}}{w} = \frac{236145.3}{1064.8} = 222 \text{ кг/см}^2 \quad (3.25)$$

Діючі напруги в осі:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{(6зг.в)^2 + (6зг.г)^2} = \sqrt{141376 + 49284} = 436.6 \text{ кг/см}^2 \quad (3.26)$$

Запас міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{4500}{436.6} = 10.3 > [n] \quad (3.27)$$

$$[n] = 1.43$$

Зусилля, яке діє на шарнір:

$$T = 54371 \text{ кг}$$

$$R_A = R_B = \frac{T}{2} = 27185.5 \text{ кг} \quad (3.28)$$

Максимальний момент на згині:

$$H_{зг} = R_A \times l_1 = 27185.5 \times 10.2 = 277292 \text{ кг/см} \quad (3.29)$$

Напруга згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{H_{зг}}{W} = \frac{H_{зг}}{0.1d^4} \quad (3.30)$$

$$\sigma_{зг} = \frac{277292}{0.1 \times 20^4} = \frac{277292}{800} = 346.6 \text{ кг/см}^2$$

Зусилля діюче на шарнір:

$$R_A = R_B = \frac{T}{2} = 27185.5 \text{ кг} \quad (3.31)$$

Максимальний момент на згині:

$$H_{зг} = R_A \times l_1 = 27185.5 \times 9.2 = 250106.6 \text{ кг/см}^2 \quad (3.32)$$

Напруга згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{H_{зг}}{W} = \frac{250106.6}{0.1 \times 20^4} = \frac{250106.6}{800} = 312.6 \text{ кг/см}^2 \quad (3.33)$$

Запас міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{зг}} = \frac{5000}{312.6} = 16 > [n]$$

$$[n] = 1.43$$

Розрахунок осі:

Матеріал Ст40Х

$$\sigma_T = 4500 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_{вр} = 7000 \text{ кг/см}^2$$

Зусилля яке діє на шарнір, $R = 139555 \text{ кг}$

$$R_A = R_B = \frac{R}{2} = 69777.5 \text{ кг:} \quad (3.34)$$

Максимальний момент на згині:

$$H_{зг} = R_A \times l_1 = 69777.5 \times 10.2 = 711730.5 \text{ кг/см}^2 \quad (3.35)$$

Напруга згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{H_{зг}}{W} = \frac{711730.5}{0.1 \times 22^4} = 668.4 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \quad (3.36)$$

Запас міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{зг}} = \frac{4500}{668.4} = 6.7 > [n] \quad (3.37)$$

$$[n] = 1.43$$

4. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ В ПЕРІОД НОРМАЛЬНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КРАНА ТА ВПЛИВ ЇХ НА ВИТРИВАЛІСТЬ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

4.1 Розгін та гальмування

Під час пуску (розгону) та зупинки (гальмування) крана або його візка виникають інерційні сили. Вони діють на металоконструкцію у двох площинах:

- У вертикальній площині: через динамічний відрив вантажу від землі або різку зупинку при спуску (виникають вертикальні коливання моста).
- У горизонтальній площині: через розгін/гальмування самого моста чи візка. Вантаж відхиляється на канатах як маятник, створюючи кососиметричні навантаження, які закручують і згинають головні балки в горизонтальному напрямку.

Кожен такий цикл (пуск-зупинка) — це мікроудар по металу. Через тисячі таких циклів у зварних швах (особливо біля ходових коліс та ребер жорсткості) накопичуються мікротріщини. Це називається втомою (витривалістю) металоконструкції.

4.2 Рівняння руху крана при розгоні

Для дослідження процесу несталоного руху при розгоні кранів з жорстким підвісом вантажу використовувалася шестімасова динамічна модель, аналогічна

застосованої раніше при дослідженні наїзду крана на буферні упори. Розглядалося три варіанти розташування вантажного візка: посередині, в чверті прольоту і у кінцевій балці. Індексація наведених мас відповідає описаному вище випадку наїзду крана на буферні упори.

Зовнішніми навантаженнями при розгоні були зусилля P_1 і P_2 , створювані електродвигунами, які змінювалися відповідно за механічними характеристиками використовувавши електроприводи, а також сили опору пересуванню крана W_1 і W_2 .

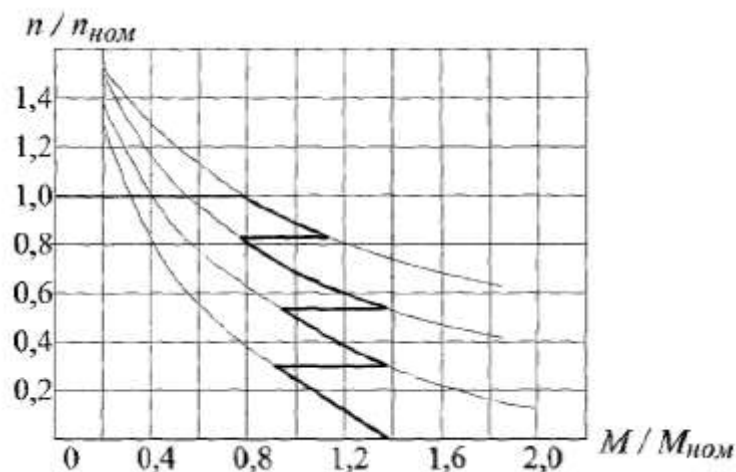


Рисунок 4.2 – Механічні характеристики двигуна

Рушійні сили, створювані електродвигунами, визначаються за формулами:

$$P_1 = \frac{2M_1 u \eta_k}{D_k}; \quad P_2 = \frac{2M_2 u \eta_k}{D_k}, \quad (4.1)$$

де M_1 і M_2 - моменти електродвигунів; k - число електродвигунів на одній стороні моста; u - передаточне число механізму пересування; D_k - діаметр ходового

колеса; η - ККД механізму пересування. Моменти, що розвиваються електродвигунами на кожному ступені командоконтролера, приймалися лінійно залежними від частоти обертання.

Швидкості пересування кінцевих балок пов'язані з частотами обертання електродвигунів n_1 і n_2 залежностями.

$$\dot{u}_0 = \frac{\pi D_{\kappa} n_1}{60u}; \quad \dot{u}_1 = \frac{\pi D_{\kappa} n_2}{60u}; \quad (4.2)$$

Вирази (4.1) та (4.2) дозволяють встановити зв'язок між рушійними силами P_1 і P_2 і відповідними швидкостями пересування кінцевих балок.

У разі розташування вантажного візка посередині прольоту динамічні навантаження, що діють на міст крана, визначалися у вигляді:

$$\begin{aligned} F_1 &= -m_1 \ddot{u}_1 + P_2(\dot{u}_1) - W_2; & F_2 &= -\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2; & F_3 &= -m_2 \ddot{u}_3; \\ F_4 &= -\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4; & F_5 &= -m_3 \ddot{u}_5 - m_6 \ddot{u}_{11}; & F_6 &= -\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 - m_6 \ddot{u}_{11} \frac{H}{K}; \\ F_7 &= -m_4 \ddot{u}_7; & F_8 &= -\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8; & F_{10} &= -\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10}. \end{aligned}$$

Якщо вантажний візок знаходився в чверті прольоту, то залежності для обчислення деяких динамічних навантажень змінювалися:

$$F_5 = -m_3 \ddot{u}_5; \quad F_6 = -\frac{m_3}{2} \ddot{y}_6; \quad F_7 = -m_4 \ddot{u}_7 - m_6 \ddot{u}_{11}; \quad F_8 = -\frac{m_4^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_8 - m_6 \ddot{u}_{11} \frac{H}{K}.$$

При розташуванні вантажного візка у кінцевій балці:

$$F_5 = -m_3 \ddot{u}_5; \quad F_6 = -\frac{m_3}{2} \ddot{y}_6; \quad F_{10} = -\frac{m_5^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_{10} - m_6 \ddot{u}_{11} \frac{H}{K}. \quad (4.3)$$

Помноживши значення динамічних навантажень, обчислюючи для кожного моменту часу, на величини згинаючих і крутних моментів, отриманих при визначенні податливостей, від відповідних одиничних сил, знаходили дійсні внутрішні силові фактори для розрахункових перетинів.

4.2.1 Дослідження гальмування крана

При дослідженні процесу гальмування крана використовувалася та ж динамічна модель, що і при розгоні (рис. 3.1), але рушійні сили P_1 і P_2 змінювалися на гальмівні зусилля $(-T_1)$ і $(-T_2)$.

Вантажний візок, як і при розгоні, розташовувався в середині або чверті прольоту моста, а також у кінцевій балці. Розглядалися три способи гальмування: механічне, динамічне з наступним накладенням механічних гальм і динамічне з загальмуванням противотоком.

При механічному гальмуванні зовнішніми навантаженнями були гальмівні сили T_1 і T_2 , що визначалися по гальмівним моментам, зазначеними в технічних характеристиках кранів.

$$T_1 = \frac{2M_{1Tик}}{\eta D_k}; \quad T_2 = \frac{2M_{2Tик}}{\eta D_k}, \quad (4.4)$$

де M_{1T} та M_{2T} - гальмівні моменти на валах електродвигунів механізмів пересування.

Для оцінки гальмівних зусиль, що діють на ходові колеса кранів, при гальмуванні динамічному і противотоком використовувалися механічні характеристики електроприводу, представлені на рис. 3.3. Для динамічного гальмування передбачається характеристика 1', одержувана шунтуванням якоря. За допомогою цієї характеристики визначалися гальмівні зусилля до тих пір, поки не змінювався знак моменту, створюваного електродвигуном. Згідно рис. 3.3, це відповідало відношенню $n/n_{ном}=0.4$. Далі у другому варіанті гальмування передбачалося включення механічних гальм, що створювали такі ж зусилля, що були при механічному гальмуванні. При третьому способі гальмування після зниження числа обертів двигуна до $n/n_{ном}=0.4$, відповідно до характеристики 1', вироблялося перемикання його на характеристику противовключення 1Т. При цьому гальмівний момент знову збільшувався, і число обертів двигуна знижувалося далі. При проведенні розрахунків зазначені нелінійні характеристики 1' і 1Т замінювалися кусочно-лінійними функціями.

5. ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ АВТОМАТИЧНИХ КЛІЩОВИХ ЗАХОПЛЮВАЧІВ ДЛЯ СЛЯБІВ

Автоматичні кліщові захоплювачі фрикційного типу належать до класу спеціалізованого вантажозахоплювального обладнання металургійних кранів. Їх впровадження у виробничий процес зумовлене необхідністю повної автоматизації підйомно-транспортних операцій без залучення підкранових робітників. Це критично важливо під час роботи у стриперних відділеннях та в зонах нагрівальних колодязів, де переміщення розпечених сталевих слябів відбувається в умовах екстремально високих температур, небезпечних для людини.

5.1. Конструктивні особливості та принципи самозатискання

Конструкція вантажозахоплювальних кліщів базується на системі взаємопов'язаних важелів, що працюють за принципом ножиць. Головною технологічною перевагою даного механізму є ефект авторегулювання та самозатискання вантажу.

Затискне зусилля на бокових поверхнях сляба виникає безпосередньо під дією сили власної ваги самого вантажу та важкої траверси кліщів. Кінематична схема розрахована таким чином, що затискна сила пропорційно зростає зі збільшенням маси сляба. При підйомі важких сталевих

заготовок важільна система створює колосальний нормальний тиск на контактних губках, що повністю унеможлиблює вислизання металу під час транспортування, розгону чи гальмування кранового візка.

5.2 Кінематичний аналіз та умови надійного утримання вантажу

Надійність роботи фрикційного захоплювача залежить від геометричних параметрів системи важелів та кута нахилу притискних тяг. У процесі проектування геометрія механізму закладається так, щоб задовольняти двом критичним станам експлуатації:

Режим максимального розкриття кліщів: Використовується для захоплення найширших слябів. У цьому положенні кут нахилу тяг забезпечує максимальне розрахункове зусилля розтягування в елементах підвіски. Сила стиснення досягає свого пікового значення, щоб компенсувати широку зону контакту.

Режим мінімального розкриття кліщів: Використовується для утримання тонких слябів або заготовок мінімальної ширини. Геометрія системи змінюється, плечі важелів перерозподіляють навантаження, проте затискний тиск залишається достатнім завдяки високому коефіцієнту запасу утримання.

Завдяки інженерному розрахунку співвідношення плечей важелів, фактичний запас утримання вантажу суттєво перевищує нормативні вимоги ДСТУ. Це гарантує стабільне транспортування заготовок навіть за умов зниження коефіцієнта тертя (наприклад, при роботі з холодним, покритим окалиною або частково замасленим металом).

5.3 Автоматичний запірний механізм (кроковий автомат)

Повна автоматизація роботи кліщів реалізується через інтеграцію спеціального механічного замка, відомого як кроковий автомат. Цей вузол працює циклічно і керує положенням важелів без використання електричного чи гідравлічного приводів.

Принцип роботи автоматичного замка складається з наступних етапів:

- опускання на вантаж: Коли порожні кліщі опускаються на сляб, центральна траверса зміщується вниз відносно важелів. Запирний механізм робить крок і автоматично перемикається у розблоковане положення.

- затискання та підйом: При початку підйому траверса йде вгору, важелі звільняються від фіксації, зближуються і керни врізаються в бокові грані сляба. Відбувається підйом.

- звільнення вантажу: Після встановлення сляба на рольганг або в піч, канати крана послаблюються, траверса знову опускається, і замок автоматично перемикається у заблоковане положення.

- повернення порожнього захоплювача: При наступному підйомі замок утримує важелі кліщів у розведеному (відкритому) стані, дозволяючи крану вільно переміститися до наступної заготовки.

5.4 Матеріалознавче обґрунтування та розрахунок міцності елементів

Елементи металоконструкції кліщів працюють в умовах важкого режиму експлуатації та піддаються комбінованим навантаженням: згину, розтягу, стиску та значним тепловим впливам. Для забезпечення довговічності металу виконано ретельний підбір матеріалів:

Важелі та кліщевини: Проектуються з урахуванням складного просторового згину у вертикальній та горизонтальній площинах, який виникає під час гальмування моста крана. Для їх виготовлення застосовують низьколеговані конструкційні сталі (наприклад, 09Г2С або 10ХСНД), що мають високу межу текучості та стійкість до температурного зносу.

Шарнірні пальці та осі підвіски: Працюють на зріз та зминання під дією великих зосереджених сил. Матеріалом для осей обрано високоміцну леговану Сталь 40Х із обов'язковою термічною обробкою (гартуванням). Конструктивний запас міцності головних осей у кілька разів перевищує допустимі норми, що виключає ризик крихкого руйнування від втомних мікротріщин.

Контактні керни (змінні губки): Це елементи, які безпосередньо контактують із гарячим слябом і зазнають колосального контактного напруження зминання. Їх виготовляють у вигляді змінних вставок із інструментальних сталей підвищеної твердості (наприклад, 40Х або ХВГ) з подальшим наплавленням зносостійких сплавів. Змінна конструкція дозволяє швидко проводити їх технічне обслуговування без демонтажу всього захоплювача.

Впроваджені інженерні рішення забезпечують високу надійність, механічну витривалість та повну безпеку експлуатації автоматичних вантажозахоплювальних кліщів у металургійному виробництві.

ВИСНОВОК

Проведене дослідження динамічних навантажень і спричинених ними напружень в металоконструкціях кранів з жорстким підвісом вантажу в періоди несталого руху при розгоні і гальмуванні дозволило виявити наступне:

1. Найбільші динамічні напруження в головних і кінцевих балках моста виникають при механічному гальмуванні. Величина їх практично не змінюється в разі наявності початкового зниження швидкості за рахунок динамічного гальмування.

2. При динамічному гальмуванні з наступним загальмовуванням протivotоком найбільші динамічні напруження в кінцевих балках знижуються на 10 ~ 20%.

3. При динамічному гальмуванні шлях і час гальмування збільшуються в два рази в порівнянні з тим, що має місце при механічному гальмуванні.

4. При визначенні динамічних напружень в разі розташування вантажного візка посередині прольоту можна використовувати чотирьохмасові моделі крана. Похибка в результаті при цьому в порівнянні з шестимасовими моделями виходить менше 5%.

В зв'язку з вищевикладеним, для кранів з жорстким підвісом вантажу, у яких шлях і час гальмування можуть бути збільшені, доцільно рекомендувати динамічне гальмування з загальмовуванням протivotоком. Останнє знизить найбільші динамічні напруження, що дозволить дещо збільшити термін служби металоконструкцій цих кранів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. ДСТУ ISO 15:2019 (ISO 15:2017, IDT). Підшипники кочення. Радіальні підшипники. Основні розміри. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020.
2. ДСТУ EN 13001-3-5:2019 (EN 13001-3-5:2016 + A1:2018, IDT). Крани. Загальний дизайн. Частина 3-5: Граничні стани та доведення безпеки кованих гаків. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020.
3. ДСТУ EN 13906-1:2018. Циліндричні гвинтові пружини, виготовлені з круглого дроту та прутків. Розрахунок та проектування. Частина 1. Пружини стиснення. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
4. ДСТУ ISO 2408:2022 (ISO 2408:2017, IDT). Канати сталеві дротяні загального призначення. Мінімальні вимоги. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023.
5. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. – Львів : Афіша, 2008. – 560 с.
6. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : підручник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2006. – 304 с.
7. Ловейкін В. С. Розрахунок та конструювання вантажопідйомних машин : навч. посіб. / В. С. Ловейкін, В. М. Поводзінський. – Київ : ЦУЛ, 2019. – 342 с.
8. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» / Укл. О. І. Вільчек, О. М. Руднєв, В. І. Глушко. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 48 с.
9. Григоров О. В. Курсове проектування з дисципліни «Вантажопідйомні машини» : навч. посібник / О. В. Григоров, В. В. Стрижак. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – 264 с.

10. Каталог приводної техніки SEW-EURODRIVE. Мотор-редуктори серії R, F, K, S, W : технічний каталог. – Київ : СЕВ-ЄВРОДРАЙФ Україна, 2023. – 412 с.
11. Вантажопідйомна техніка : Довідник / за ред. О. В. Григорова. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 480 с.
12. 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 «Запорізька політехніка». – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. – 222 с.
13. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання : Затв. Наказом Мінсоцполітики України № 62 від 19.01.2018 р.
14. Сукач М. К. Розрахунок кранових механізмів та їх деталей : навч. посібник / М. К. Сукач. – Київ : Ліра-К, 2021. – 192 с.
15. FEM 1.001. Rules for the Design of Hoisting Appliances. Booklet 3: Loads and load combinations; Booklet 4: Checking for fatigue and choice of components. – European Federation of Materials Handling, 1998.
16. Shapiro L. K. Cranes and Derricks / L. K. Shapiro, J. P. Shapiro. – 4th ed. – New York : McGraw-Hill Professional, 2010. – 688 p.
17. Стандарт Національного університету «Запорізька політехніка» СТБ 01-2022. Пояснювальна записка до курсових і дипломних проектів (робіт). Вимоги та правила оформлення / Укл. В. І. Глушко та ін. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 45 с.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка містить 49 с., 3 рис., 17 джерел.

КОЛОДЯЗНИЙ КРАН, ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ, ЖОРСТКІСТЬ, ЗЛИТКИ, КЛІЩІ, МІЦНІСТЬ, МАСА, НАВАНТАЖЕННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ.

Об'єктом дослідження є колодязний кран, який представляє собою металургійні крани мостового типу та застосовується для обслуговування нагрівальних колодців. Предметом дослідження є візок колодязного крану, який обладнаний жорсткою шахтою і керуючими кліщами, які призначені для захвату злитків.

Мета роботи — виявити сили та навантаження теоретичним дослідженням, які діють на елементи колодязних кранів при виконанні їх основних виробничих операцій.

Основні положення роботи. Розроблено метод визначення динамічних переміщень та напружень в металоконструкції крана з жорстким підвісом вантажу при наїзді нижнього кінця підвісу на упор. Досліджено вплив різних способів гальмування на динамічні напруги в балках моста і довговічність металоконструкції. Встановлено найбільш небезпечний випадок розподілу нерівності.

Значимість роботи і висновки. Теоретичними дослідженнями отримані навантаження на елементи колодязного крана для різних випадків навантаження крана.

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	6
1. Огляд літератури.....	9
2. Теоретичні дослідження навантажень на елементи колодязного крана.....	13
2.1. Мета дослідження	13
2.2. Характеристика колодязного крана №292 заводу «Запоріжсталь», прийнятого як об'єкт дослідження.....	13
3. Дослідження динамічних процесів, які виникають в аварійних ситуаціях	25
3.1. Наїзд крана на буферний упор	25
4. Дослідження динамічних процесів, які виникають в період нормальної експлуатації крана та вплив їх на витривалість металоконструкції	37
4.1. Розгін та гальмування	37
4.2. Рівняння руху крана при розгоні	37
5. Інженерно-технологічне проектування та обґрунтування автоматичних кліщових захоплювачів для слябів	42
5.1. Конструктивні особливості та принципи самозатискання	42
5.2. Кінематичний аналіз та умови надійного утримання вантажу	43
5.3. Кінематичний аналіз та умови надійного утримання вантажу	44
5.4. Кінематичний аналіз та умови надійного утримання вантажу	45
Висновок.....	47
Список літератури	48