

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту/факультету)
Деталі машин і підсилюю-транспортних механізмів
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр
(ступінь вищої освіти)

на тему Розробка засобів зниження динамічних
навантажень колосезових кранів.

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

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

Освітня програма (спеціалізація)

Підсилю-транспортні, деталі, будівельні, майкративні машини і об.
Дука В.Ю.
(прізвище та ініціали)

Керівник Сидоренко М.В.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Мартосичевський Л.М.
(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 Підсилювачів транспортних машин і механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 "Технологія машинобудування"
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підсилювачі транспортних машин, будівельні, напірні машини
(назва освітньої програми (спеціалізації) і обсяг навчання)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Мартюшківський Л.М.

« 15 » 04

2026 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Дуки Вадима Ілліовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Розробка засобів зупинки динамічних навантажень колосових кранів.

керівник проєкту (роботи) Сидоренко Михайло Володимирович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Колосовий кран.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Склад літератури. 2. Дослідження динамічних процесів, які виникають в аварійних ситуаціях. 3. Дослідження динамічних процесів. 4. Опис крана. 5. Висновки. Графічний матеріал.

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

1. Кран кінцевий колосовий G=20т.; 2. Механізм обертання кінців;
3. Візок кінцевого крана.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота "Розробка засобів зниження динамічних навантажень колодязних кранів": 79 с., 25 рис., 17 табл., 20 джерел.

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.

Методи дослідження: розрахунково-аналітичний, з використанням програмних продуктів MatLad, Word, Excel, КОМПАС.

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.

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

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ.....	10
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ В АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	14
2.1 Наїзд крана на буферний упор.....	14
2.2 Визначення динамічних навантажень, які виникають при наїзді штанги крана на упор	33
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ В ПЕРІОД НОРМАЛЬНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КРАНА ТА ВПЛИВ ЇХ НА ВИТРИВАЛІСТЬ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ.....	52
3.1 Розгін та гальмування	52
3.2 Вплив динамічних навантажень на довговічність металоконструкцій крана	58
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	62
4.1 Аналіз потенційних небезпек.....	62
4.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки.....	63
4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	64
4.4 Заходи з пожежної безпеки	67
4.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях	69
ВИСНОВОК.....	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	73

ВСТУП

Підвищення продуктивності та економічної ефективності промислових підприємств, транспортної сфери й інших галузей господарства безпосередньо пов'язане із широким впровадженням механізації та автоматизації виробничих процесів. Особливе значення це має під час виконання вантажно-розвантажувальних, транспортних і складських операцій, які характеризуються значною трудомісткістю. Важливу роль у реалізації таких процесів відіграють мостові крани, що активно використовуються в автоматизованих технологічних циклах і виробничих лініях.

За способом підвішування вантажу мостові крани поділяються на дві основні групи: крани загального призначення з гнучким підвісом вантажу та спеціалізовані крани з жорстким підвісом.

Крани загального призначення відзначаються простішою конструкцією та меншою складністю виготовлення. Проте використання гнучкого підвісу призводить до виникнення коливань і розгойдування вантажу під час переміщення, що обмежує допустимі швидкості руху крана. У результаті це не завжди відповідає вимогам сучасних технологічних процесів, де необхідна висока продуктивність і точність роботи. Додатковим недоліком є використання гакових підвісок, які потребують залучення стропальників для закріплення вантажу.

На відміну від них, крани з жорстким підвісом дозволяють виконувати операції в умовах, де присутність персоналу є небажаною або неможливою. Такі крани застосовують при транспортуванні нагрітих металевих заготовок, роботі у небезпечних середовищах, а також під час обслуговування висотних складів і автоматизованих стелажних систем. Їх широко використовують у металургійній промисловості, на прокатних і ковальсько-пресових виробництвах, у ливарних цехах, на атомних електростанціях та складських

комплексах. До цієї групи належать колодязні, стріперні, посадочні, завалочні крани, штабелери та крани з підхватами.

Серед металургійних кранів із жорстким підвісом найбільш характерними є колодязні та стріперні крани. Їх конструкція є значно складнішою порівняно з кранами загального призначення, оскільки вони виконують більшу кількість технологічних операцій і мають розширений набір робочих рухів.



Рисунок 1 – Колодцевий кран

Колодязні крани призначені для завантаження сталевих злитків у нагрівальні колодязні печі та подальшого транспортування нагрітих заготовок до прокатного обладнання або спеціальних транспортних пристроїв. Окрім основних функцій, такі крани використовуються під час ремонтних і

допоміжних робіт, пов'язаних із обслуговуванням печей, механізмів і транспортних систем. Стриперні крани експлуатуються у спеціалізованих відділеннях металургійних підприємств та забезпечують виконання операцій зі зняття виливниць і відриву злитків від піддонів.

Основою будь-якого мостового крана є його металева конструкція. Для мостових кранів вона складається з мосту, утвореного двома головними та двома кінцевими балками. По рейках, встановлених на головних балках, переміщується вантажний візок. Характерною особливістю кранів із жорстким підвісом є наявність спеціальних шахт або колон, які розміщуються між головними балками моста. На них закріплюються вантажозахоплювальні механізми, кабіна керування та окремі елементи приводів.

Розроблення сучасних кранових конструкцій нерозривно пов'язане з удосконаленням методів їх розрахунку, визначенням навантажень, що діють на конструкцію, а також аналізом напружень, які виникають у її елементах. Металургійні крани належать до найважчих режимів експлуатації відповідно до міжнародної класифікації ISO 4301, тому забезпечення їхньої міцності, довговічності та надійності є одним із ключових завдань.

Металоконструкції мостових кранів працюють під дією як статичних, так і динамічних навантажень. До статичних належать навантаження від власної маси конструкції, вантажного візка та транспортованого вантажу. Значний вплив на роботу крана мають динамічні навантаження, що виникають у процесі розгону, гальмування та руху по нерівних підкранових коліях. Для металургійних кранів характерною особливістю є те, що маса вантажного візка значно перевищує масу піднятого вантажу, тому основні динамічні навантаження виникають саме під час перехідних режимів руху.

Окрім звичайних експлуатаційних навантажень, у кранах із жорстким підвісом можуть виникати аварійні ситуації, пов'язані з наїздом на буферні упори або контактом нижньої частини підвісу з жорсткою перешкодою. Подібні навантаження здатні викликати значні напруження в елементах металоконструкції та навіть призвести до сходження вантажного візка з рейок.

Під час проєктування кранових металоконструкцій виконують розрахунки як на міцність, так і на витривалість. Розрахунок на міцність враховує найбільш небезпечні одноразові навантаження, які можуть призвести до руйнування або аварії конструкції. Для кранів із жорстким підвісом до таких випадків належать удари при наїзді на упори та буферні пристрої. Існуючі методики оцінки подібних навантажень часто використовують спрощені підходи та не дозволяють повною мірою оцінити ефективність конструктивних засобів захисту.

Під час розрахунків на витривалість необхідно враховувати зміну напружень у різних елементах металоконструкції залежно від положення вантажного візка та режиму роботи крана. Значні маси елементів конструкції зумовлюють виникнення суттєвих інерційних навантажень у процесі розгону та гальмування. Тому актуальним є дослідження впливу різних способів гальмування та нерівностей підкранових колій на довговічність конструкції.

Метою даної роботи є:

1. Розроблення методики визначення динамічних навантажень, що виникають при контакті нижньої частини підвісу з жорстким упором, із врахуванням можливого відриву коліс вантажного візка від рейкової колії.
2. Створення методів оцінки динамічних навантажень при застосуванні різних конструктивних засобів захисту кранів із жорстким підвісом у аварійних режимах роботи.
3. Дослідження навантажень, що діють на металоконструкцію під час наїзду крана на буферні упори, а також аналіз умов втрати контакту ходових коліс із рейками.
4. Визначення впливу нерівностей підкранових колій та різних режимів гальмування на довговічність і надійність металоконструкцій мостових кранів із жорстким підвісом вантажу.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

Металоконструкція є однією з основних складових мостового крана та водночас найбільш матеріаломістким його елементом. Саме маса металоконструкції значною мірою визначає загальну собівартість кранового обладнання, а також величину навантажень, що передаються на підкранові колії та несівні елементи будівлі. При цьому забезпечення надійності та безпечної експлуатації металургійних кранів є обов'язковою умовою їх використання у виробничих процесах [1, 2].

Розрахунок металоконструкцій мостових кранів виконується відповідно до нормативних документів і галузевих стандартів, що регламентують вимоги до проєктування, перевірки міцності, стійкості та довговічності конструкцій [3–5]. У сучасних методиках враховуються різні поєднання статичних і динамічних навантажень, які можуть виникати під час експлуатації крана. Окремо розглядаються навантаження для перевірки конструкції на міцність і стійкість, а також для оцінювання її витривалості за умов циклічного навантаження.

Для визначення розрахункових навантажень використовуються нормативні залежності та коефіцієнти запасу, що враховують особливості режиму роботи, властивості матеріалу й умови експлуатації конструкції [6]. У процесі розрахунку максимальні еквівалентні напруження порівнюють із допустимими значеннями, які визначаються на основі межі текучості матеріалу та коефіцієнтів надійності.

При оцінюванні витривалості металоконструкцій особлива увага приділяється напруженням змінного характеру, що виникають у результаті циклічного навантаження під час роботи крана. Для цього визначаються еквівалентні напруження симетричного циклу, які дозволяють оцінити ресурс конструкції та прогнозувати її довговічність [7].

Крани з жорстким підвісом вантажу мають специфічні конструктивні особливості, тому для них застосовуються окремі методики розрахунку, які відрізняються від підходів, що використовуються для кранів із гнучким підвісом [8]. Такі конструкції працюють у важких режимах експлуатації та зазнають значних динамічних навантажень, особливо під час розгону, гальмування або аварійних режимів роботи.

Питання дослідження динамічних навантажень мостових кранів широко розглядаються у сучасних наукових роботах. У працях українських науковців значна увага приділяється аналізу коливань металоконструкцій, визначенню динамічних коефіцієнтів та оцінюванню впливу режимів роботи на напружений стан елементів мосту [9–11].

Сучасні дослідження підтверджують, що для кранів із жорстким підвісом найбільші динамічні навантаження виникають не під час піднімання вантажу, а у перехідних режимах руху — при розгоні, гальмуванні або різкій зміні напрямку переміщення [12]. Це пояснюється значною масою вантажного візка та елементів підвісу, які створюють суттєві інерційні сили.

Розвиток комп'ютерного моделювання та методів чисельного аналізу дозволив суттєво вдосконалити підходи до дослідження динаміки кранових систем. У сучасних роботах застосовуються багатомасові динамічні моделі, які враховують пружні деформації мосту, шахти, колони та інших елементів конструкції [13]. Це дає можливість визначати не лише навантаження, але й розподіл напружень у характерних перерізах металоконструкції.

У роботах останніх років особливу увагу приділено аналізу динамічних процесів під час аварійних режимів роботи кранів. Зокрема, досліджуються навантаження, що виникають при наїзді нижньої частини жорсткого підвісу на упор або під час зіткнення крана з буферними пристроями [14]. Подібні режими можуть супроводжуватися короткочасними ударними навантаженнями та навіть відривом ходових коліс вантажного візка від рейкової колії.

Для розрахунків металоконструкцій на витривалість необхідно враховувати зміну напружень у різних точках мосту залежно від положення вантажного візка та режиму роботи механізмів. Найбільш небезпечними є циклічні напруження, які виникають у процесі розгону та гальмування крана [15].

Важливим фактором, що впливає на довговічність металоконструкції, є стан підкранових колій. Наявність випадкових нерівностей у вертикальній площині може призводити до додаткових динамічних навантажень та підвищення рівня напружень у балках мосту [16]. Для кранів із жорстким підвісом ця проблема є особливо актуальною через низькі власні частоти коливань системи та значну масу рухомих елементів.

Однією з основних причин пошкодження металоконструкцій мостових кранів є втомне руйнування матеріалу. У сучасних дослідженнях процес втомного руйнування розглядається як послідовність двох стадій: накопичення пошкоджень до моменту появи тріщини та подальший розвиток тріщини до критичного стану [17]. Встановлено, що найбільш небезпечними є вузли, розташовані у зонах концентрації напружень, зокрема в області зварних швів основних балок мосту.

У металоконструкціях мостових кранів виділяють два основних типи вузлів. До першого належать елементи, напружений стан яких визначається переважно зовнішніми навантаженнями. Саме в цих вузлах найчастіше виникають магістральні втомні тріщини, здатні призвести до втрати працездатності конструкції [18]. До другого типу належать вузли, де напруження мають локальний характер та значною мірою залежать від якості виготовлення й монтажу конструкції.

Аналіз сучасних досліджень свідчить про те, що для забезпечення необхідного ресурсу металоконструкцій необхідно максимально точно визначати динамічні навантаження, які виникають у процесі експлуатації кранів. Особливу увагу слід приділяти аварійним режимам роботи, зокрема

наїзду жорсткого підвісу на упор та взаємодії крана з буферними пристроями [19].

У більшості наявних досліджень розрахунки виконувалися для випадку, коли вантажний візок знаходиться посередині прогону мосту. Однак у реальних умовах експлуатації положення візка постійно змінюється, що суттєво впливає на величину динамічних навантажень та напружень у металоконструкції [20].

Постановка проблеми

Аналіз науково-технічної літератури показує, що існуючі методики розрахунку металоконструкцій мостових кранів не повною мірою враховують особливості динамічних процесів, характерних для кранів із жорстким підвісом вантажу. Недостатньо дослідженим залишається вплив аварійних режимів роботи, положення вантажного візка, способів гальмування та нерівностей підкранових колій на довговічність і напружений стан металоконструкції.

Цілі магістерської роботи

1. Розробити методику визначення динамічних навантажень і відповідних напружень при наїзді нижньої частини жорсткого підвісу на упор із врахуванням можливого відриву коліс вантажного візка від рейки.
2. Визначити динамічні навантаження, що діють на металоконструкцію крана при взаємодії з буферними упорами, та дослідити умови втрати контакту ходових коліс із рейковою колією.
3. Провести оцінювання динамічних навантажень і напружень у характерних перерізах мосту при різних положеннях вантажного візка під час розгону та гальмування крана.
4. Дослідити вплив способів гальмування та нерівностей підкранових колій на довговічність металоконструкцій мостових кранів із жорстким підвісом вантажу.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ В АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЯХ

2.1 Наїзд крана на буферний упор

2.1.1 Види буферних упорів

Для зменшення ударних навантажень, що виникають під час наїзду мостового крана на тупикові упори в крайніх положеннях руху, конструкцією передбачаються спеціальні буферні пристрої. Їх основним призначенням є поглинання кінетичної енергії рухомого крана та зниження динамічних навантажень, які передаються на металоконструкцію і підкранові колії [6, 12].

У металургійних мостових кранах із жорстким підвісом вантажу найчастіше застосовуються пружинні та гідравлічні буфери. Вибір типу буферного пристрою залежить від режиму роботи крана, величини кінетичної енергії, а також вимог до безпеки та надійності експлуатації [8].

Буферні пристрої повинні забезпечувати ефективне поглинання максимальної кількості енергії удару при мінімальних габаритах і масі конструкції. Найкращими характеристиками у цьому випадку володіють гідравлічні буфери. На відміну від пружинних систем, вони практично не створюють зворотного удару після спрацювання, оскільки енергія руху крана перетворюється у теплову енергію за рахунок опору робочої рідини [6].

Характер роботи буферів визначається їх навантажувальною діаграмою. Для гідравлічних буферів вона наближена до трапецієподібної форми, тоді як для пружинних буферів характерна трикутна діаграма навантаження. Завдяки цьому гідравлічні системи здатні поглинати майже вдвічі більшу кількість енергії порівняно з пружинними буферами за однакових значень максимального зусилля та ходу штока [6].

Для зменшення негативного впливу зворотного ходу, який виникає після спрацювання пружинного буфера, у сучасних конструкціях можливе комбіноване застосування пружинних і гідравлічних буферів. У такому

випадку пружинний елемент забезпечує початкове поглинання енергії удару, а гідравлічний буфер односторонньої дії компенсує енергію віддачі та зменшує повторні динамічні навантаження на металоконструкцію крана [14, 19].

2.1.2 Динаміка крана при наїзді на буфери

Для дослідження динамічних навантажень, які виникають у металоконструкціях кранів із жорстким підвісом вантажу під час взаємодії з буферними упорами, використовується шестимасова динамічна модель, наведена на рис. 2.1. У процесі моделювання вантажний візок розглядається у двох характерних положеннях: у середині прольоту та на відстані чверті прольоту мосту [6].

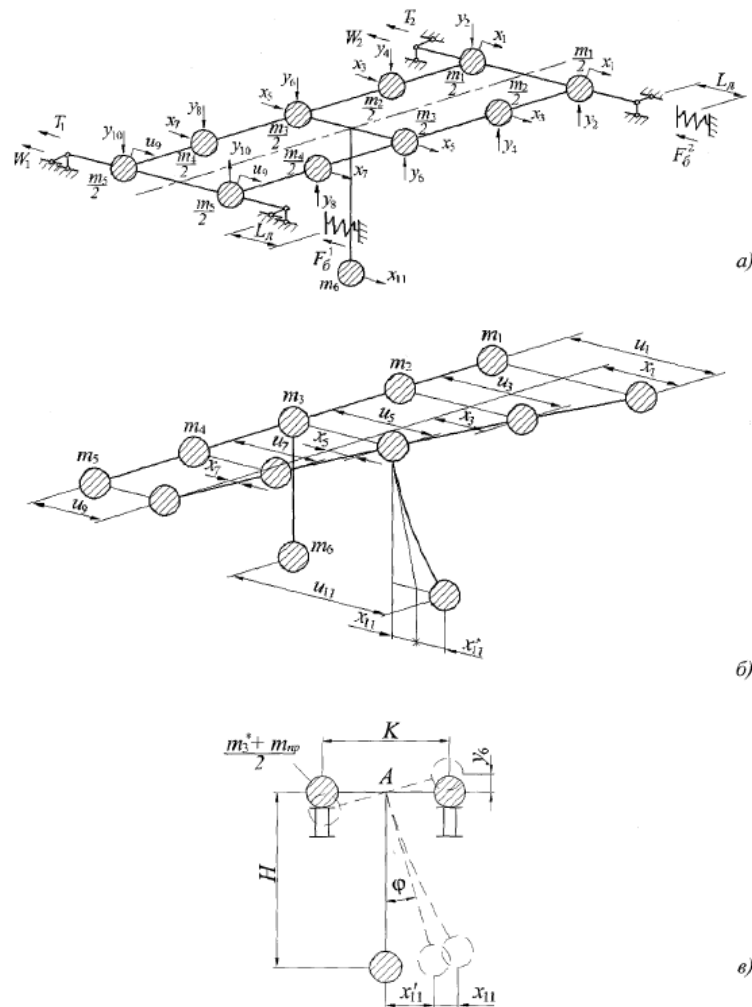


Рисунок 2.1 – Динамічна модель крана при наїзді на буферні упори

При розташуванні вантажного візка в центральній частині прольоту прийнято такі позначення наведених мас: m_1 та m_5 характеризують маси кінцевих балок, приведені маси прилеглих ділянок головних балок, а також маси елементів механізмів пересування крана і приведені маси обертових деталей приводів. Маси m_2 та m_4 відповідають приведеним масам пролітних балок, а m_3 включає масу вантажного візка, механізмів та верхньої частини шахти й колони. Маса m_6 враховує нижню частину шахти, колони, вантажозахоплювальний орган та транспортований вантаж [6].

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 $(x_1, x_3, x_5, x_7, u_9, x_{11})$ і п'ять вертикальних переміщень $(y_2, y_4, y_6, y_8, y_{10})$

(рис.2.1, а). Повні горизонтальні переміщення мас m_1, m_2, m_3 и m_4

(рис. 3.1, б) представлені у вигляді сум

$$u_i = u_9 + x_i \quad (i = 1, 3, 5, 7), \quad (2.1)$$

де u_9 - переміщення маси m_5 ; x_i - переміщення відповідної i – ї маси відносно маси m_5 .

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

$$u_{11} = u_9 + x_5 + x_{11} + x'_{11}, \quad (2.2)$$

де x_{11} - 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.

Коли вантажний візок знаходився біля маси m_4 , повне переміщення u_{11} уявлялось в вигляді

$$u_{11} = u_9 + x_7 + x_{11} + x'_{11}, \quad \text{де} \quad x'_{11} = \frac{2y_8 H}{K}. \quad (2.3)$$

Зовнішніми навантаженнями при наїзді на буферні упори були зусилля, створювані гальмами механізмів пересування (T_1 і T_2), які визначалися за гальмівним моментам, зазначеним в технічних характеристиках крана, сили опору пересуванню крана (W_1 і W_2) і сили, що виникають в буферних пристроях (F_6^1 і F_6^2), що діють у напрямках сил T_1 і T_2

Сумарний опір пересуванню крана

$$W = w M_{кр} g,$$

де $w = 0,005 \dots 0,007$ - питомий опір пересуванню від сил тертя (1);

$M_{кр}$ - маса крана; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння. Сумарний опір пересуванню розподілялося на дві сторони моста крана W_1 і W_2 пропорційно вертикальним реакціям.

Для зниження швидкості перед досягненням тупикових упорів мостові крани оснащуються кінцевими вимикачами, які вимикають живлення електродвигунів та активують гальмівні механізми [12]. До моменту контакту з буфером уповільнення руху відбувається виключно під дією гальмівних зусиль T_1 і T_2 та сил опору W_1 і W_2 . Після взаємодії з буфером додатково виникають реакції буферних пристроїв.

Після контакту з'являються складові (F_6^1 і F_6^2),

Для випадку розташування вантажного візка у центрі прольоту рівняння руху системи мають вигляд:

$$\begin{aligned}
& \left\{ \begin{aligned}
x_1 &= -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{1,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{1,3} - (m_3 \ddot{u}_5 + \alpha_5 \dot{x}_5) \delta_{1,5} - (m_4 \ddot{u}_7 + \alpha_7 \dot{x}_7) \delta_{1,7} - \\
& - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{1,11} - (T_2 + W_2 + F_6^1) \delta_{1,1}; \\
y_2 &= -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{2,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{2,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{2,6} - \\
& - \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{2,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{2,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{2,11}; \\
x_3 &= -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{3,3} - (m_3 \ddot{u}_5 + \alpha_5 \dot{x}_5) \delta_{3,5} - (m_4 \ddot{u}_7 + \alpha_7 \dot{x}_7) \delta_{3,7} - \\
& - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{3,11} - (T_2 + W_2 + F_6^1) \delta_{3,1}; \\
y_4 &= -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{4,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{4,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{4,6} - \\
& - \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{4,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{4,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{4,11}; \\
x_5 &= -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{5,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{5,3} - (m_3 \ddot{u}_5 + \alpha_5 \dot{x}_5) \delta_{5,5} - (m_4 \ddot{u}_7 + \alpha_7 \dot{x}_7) \delta_{5,7} - \\
& - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{5,11} - (T_2 + W_2 + F_6^1) \delta_{5,1}; \\
y_6 &= -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{6,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{6,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{6,6} - \\
& - \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{6,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{6,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{6,11}; \\
x_7 &= -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{7,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{7,3} - (m_3 \ddot{u}_5 + \alpha_5 \dot{x}_5) \delta_{7,5} - (m_4 \ddot{u}_7 + \alpha_7 \dot{x}_7) \delta_{7,7} - \\
& - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{7,11} - (T_2 + W_2 + F_6^1) \delta_{7,1}; \\
y_8 &= -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{8,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{8,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{8,6} - \\
& - \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{8,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{8,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{8,11}; \\
m_1 \ddot{u}_1 + m_2 \ddot{u}_3 + m_3 \ddot{u}_5 + m_4 \ddot{u}_7 + m_5 \ddot{u}_9 + m_6 \ddot{u}_{11} &= -T_1 - T_2 - W_1 - W_2 - F_6^1 - F_6^2; \\
y_{10} &= -\left(\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2 + \alpha_2 \dot{y}_2\right) \delta_{10,2} - \left(\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4\right) \delta_{10,4} - \left(\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 + \alpha_6 \dot{y}_6\right) \delta_{10,6} - \\
& - \left(\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8 + \alpha_8 \dot{y}_8\right) \delta_{10,8} - \left(\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10} + \alpha_{10} \dot{y}_{10}\right) \delta_{10,10} - (m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{y}_{11}) \delta_{10,11}; \\
x_{11} &= -(m_6 \ddot{u}_{11} + \alpha_{11} \dot{x}_{11}) \delta_{11,11},
\end{aligned} \right.
\end{aligned}$$

де δ_{ij} - податливість металоконструкції в напрямку i -ого переміщення

при дії одиничної сили, прикладеної в j -ом напрямку ($i = 1, 2 \dots 11$; $j = 1, 2 \dots 11$); α_i - коефіцієнти, що визначають загасання коливань за рахунок внутрішнього тертя і конструкційного демпфування; m_3^* - наведена маса середньої частини головних балок (1/4 від їх маси); m_{np} - приведена до середини прольоту маса, яка формулюється з умови рівності кінетичних енергій обертального руху рами вантажного візка з механізмами і поступального руху наведених мас в напрямку y_6 :

$$\frac{I\dot{\phi}^2}{2} = m_{np} \frac{\dot{y}_6^2}{2},$$

де I - момент інерції верхньої частини рами вантажного візка з механізмами (без шахти і колони) відносно горизонтальної осі, що лежить на рівні підвізкових рейок і проходить через т. А (рис. 2.1, в).

Якщо вантажний візок перебував в чверті прольоту, то рівняння руху наведених мас записувалося аналогічно (2.4), але з урахуванням того, що повне горизонтальне переміщення маси m_6 тут визначалося згідно (2.3), замість (2.2), а наведена маса m_{np} додавалася з масою m_4^* .

У разі використання пружинних буферів сили, що виникають в буферних пристроях, визначалися виразами

$$F_6^1 = C_6(u_9 - L_n) \quad \text{и} \quad F_6^2 = C_6(u_1 - L_n), \quad (2.5)$$

де C_6 - жорсткість пружин одного буфера; L_n - довжина лінійки, за допомогою якої вмикається кінцевий вимикач.

Для гідравлічного буфера двосторонньої дії

$$F_6^1 = \varphi \dot{u}_9 \quad \text{и} \quad F_6^2 = \varphi \dot{u}_1, \quad (2.6)$$

де φ - коефіцієнт, який визначається налаштуваннями буфера. В цьому

випадку сили F_6^1 и F_6^2 залежать від напрямку швидкостей пересування

кінцевих балок крана і при віддачі, коли $\dot{u}_9 < 0$ и $\dot{u}_1 < 0$, змінюють свій напрямок.

При проведенні розрахунків вважалося, що коефіцієнт ϕ мав постійне значення. Однак на практиці можливі і такі конструкції буферів, в яких значення ϕ змінюється в залежності від часу. Тут ці випадки далі не розглядаються.

Сили F_6^1 и F_6^2 , в разі застосування пружинно-гідравлічних буферів односторонньої дії, до віддачі визначалися залежностями (2.5). При віддачі до них додавалися гідравлічні сили (2.6), що перешкоджають відкату крана назад.

Далі система рівнянь (2.4) записується в матричній формі

$$A\ddot{\bar{Y}} + B\dot{\bar{Y}} + C\bar{Y} + \bar{D} = 0,$$

де A , B і C - матриці, елементи яких визначалися з урахуванням наведених мас крана, податливостей металоконструкції і дисипативних властивостей конструкції; $\bar{D}$ - вектор зовнішніх навантажень; $\bar{Y}$ - вектор переміщень наведених мас. $\bar{Y} = [x_1, y_2, x_3, y_4, x_5, y_6, x_7, y_8, u_9, y_{10}, x_{11}]^T$.

Після ряду перетворень система рівнянь руху в матричній формі наводилася до виду зручному для її вирішення за допомогою ЕОМ

$$\dot{\bar{Z}} = \left[\begin{array}{c|c} -A^{-1}B & -A^{-1}C \\ \hline E & O \end{array} \right] \bar{Z} + \left[\begin{array}{c} -A^{-1}D \\ O \end{array} \right],$$

де E – одинична матриця; O – нульова матриця; $\bar{Z} = \left[\begin{array}{c} \dot{\bar{Y}} \\ \bar{Y} \end{array} \right]^T$.

У разі розташування вантажного візка посередині прольоту динамічні навантаження визначалися у вигляді:

$$\begin{aligned}
F_1 &= -m_1 \ddot{u}_1 - T_2 - W_2 - F_6^2; & F_2 &= -\frac{m_1}{2} \ddot{y}_2; & F_3 &= -m_2 \ddot{u}_3; \\
F_4 &= -\frac{m_2}{2} \ddot{y}_4; & F_5 &= -m_3 \ddot{u}_5 - m_6 \ddot{u}_{11}; & F_6 &= -\frac{m_3^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_6 - m_6 \ddot{u}_{11} \frac{H}{K}; \\
F_7 &= -m_4 \ddot{u}_7; & F_8 &= -\frac{m_4}{2} \ddot{y}_8; & F_{10} &= -\frac{m_5}{2} \ddot{y}_{10}.
\end{aligned}$$

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

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

Помноживши значення динамічних навантажень $F_1, F_2, \dots, F_8, F_{10}$, обчислюють для кожного моменту часу, на величини згинальних і крутних моментів, отриманих при визначенні податливості, від відповідних одиничних сил, знаходили дійсні силові фактори для розрахункових перетинів, показаних на рис. 2.2. Так як поперечний переріз балок моста являє собою тонкостінний замкнутий профіль, то при визначенні напружень стисне кручення не враховувався. В кожному перетині розглядалися дві небезпечні точки A і B (рис. 2.3). У точці A напружений стан одновісний. Напруження σ виникає від дії згинальних моментів M_x і M_y . У точці B напружений стан плоский. Там по енергетичній теорії оцінювалося еквівалентне напруження

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

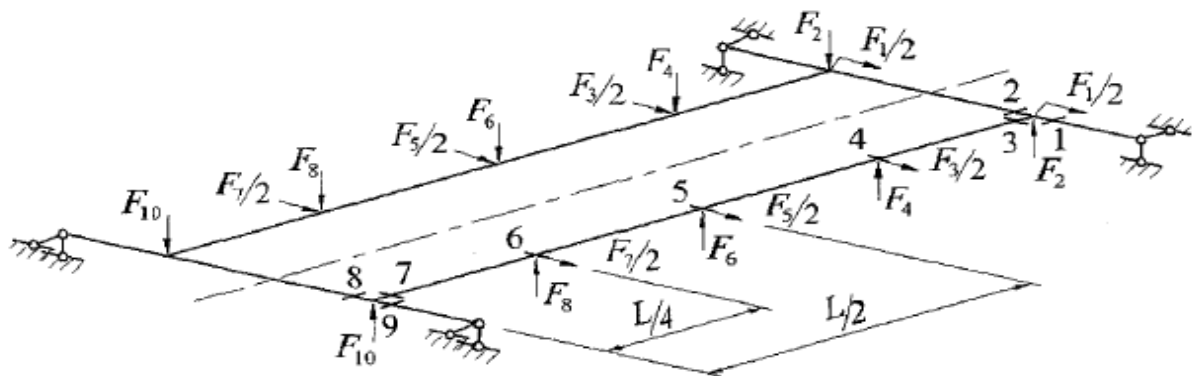


Рисунок 2.2 – Динамічні навантаження і розрахункові перетини балок моста

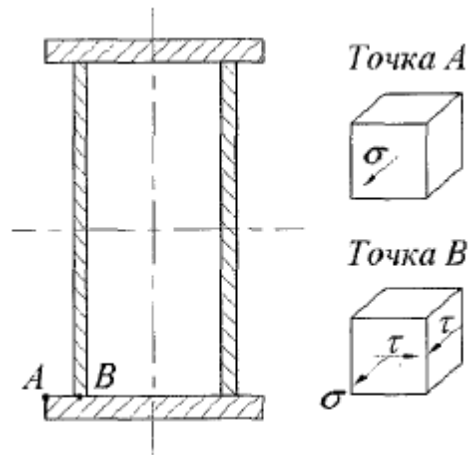


Рисунок 2.3 – небезпечні точки в розрахункових перетинах балок

2.1.3 Визначення динамічних навантажень і параметрів буферних упорів

Чисельний аналіз динамічних навантажень, що виникають під час наїзду крана на буферні упори, а також оцінювання параметрів буферних пристроїв виконувалися для колодезного крана вантажопідйомністю $Q = 20 \text{ т}$ [14].

Для визначення динамічних напружень у металоконструкції крана були прийняті такі вихідні параметри. Наведені маси системи у випадку розташування вантажного візка посередині прольоту мосту становили:

$$m_1 = m_5 = 48199 \text{ кг};$$

$$m_2 = m_4 = 21988 \text{ кг};$$

$$m_3 = 96442 \text{ кг};$$

$$m_6 = 38866 \text{ кг};$$

$$m_{\text{пр}} = 30500 \text{ кг}.$$

Якщо вантажний візок знаходився у чверті прольоту, то маса підвісу $m_{\text{под}^*} = 30500 \text{ кг}$ та маса вантажного візка $m_T = 59210 \text{ кг}$ враховувалися у складі маси m_4 .

Сили опору пересуванню приймалися рівними $W_1 = 6714 \text{ Н}$ і $W_2 = 6714 \text{ Н}$ при центральному положенні вантажного візка. У випадку його зміщення у чверть прольоту значення складали $W_1 = 8353 \text{ Н}$ та $W_2 = 5083 \text{ Н}$ відповідно [6].

У розрахунках передбачалося, що довжина лінійки кінцевого вимикача, який забезпечує зниження швидкості перед контактом із буфером, дорівнює $L_l = 2 \text{ м}$.

У таблицях 2.1 та 2.2 наведені результати визначення максимальних динамічних переміщень наведених мас, ходу буферного пристрою h та зусиль, які виникають у буфері при різних значеннях жорсткості пружинного буфера C_6 . Дослідження виконувалися для двох положень вантажного візка: $S=0,25L$ —візок розташований у чверті прольоту; $S = 0,5L$ — візок знаходиться у центрі прольоту мосту.

У разі розташування вантажного візка в середині прольоту статичний прогин головних балок визначався залежністю:

$$y_{6,cm} = \frac{G_m g}{2} \delta_{6,6} = 14,3 \text{ мм},$$

де $G_m = 91800 \text{ кг}$ - маса вантажного візка;
 $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $\delta_{6,6} = 0,3167 \cdot 10^{-7} \text{ м/Н}$.

Таблиця 2.1 - Пружинний буфер. Максимальні динамічні переміщення, хід буфера і зусилля в буфері в залежності від жорсткості буфера ($S = 0,5L$)

$C_6 \text{ Н/м}$	Динамічні переміщення, мм			$h, \text{ мм}$	$P_6, \text{ Н}$
	x_1	x_5	y_6		
1×10^5	0,99	7,00	4,92	413,10	41313
1×10^6	2,20	13,91	13,18	182,24	182240
$1,5 \times 10^6$	1,81	16,28	15,10	153,30	229950
$2,5 \times 10^6$	3,81	22,60	20,41	120,27	300675
$5,0 \times 10^6$	5,56	34,69	25,73	80,15	400750
$7,5 \times 10^6$	6,28	42,79	26,86	60,55	454125
1×10^7	6,07	46,79	27,24	50,47	504700

Таблиця 2.2 - Пружинний буфер. Максимальні динамічні переміщення, хід буфера і зусилля в буфері в залежності від жорсткості буфера ($S = 0,25L$)

$C_6 \text{ Н/м}$	Динамічні переміщення, мм			$h, \text{ мм}$	$P_6, \text{ Н}$
	x_1	x_7	y_8		
1×10^5	27,58	4,06	2,39	422,33	42233
1×10^6	44,72	4,49	6,84	206,95	206950
$1,5 \times 10^6$	47,65	6,98	8,14	173,67	260505
$2,5 \times 10^6$	80,33	13,89	10,14	137,81	344525
$5,0 \times 10^6$	87,74	15,32	14,63	99,39	496950
$7,5 \times 10^6$	86,62	19,33	16,73	79,38	595350
1×10^7	88,71	23,09	17,62	66,10	661000

Якщо візок знаходиться в чверті прольоту, тоді статичний прогин

$$y_{8,ст} = \frac{G_m g}{2} \delta_{8,8} = 8,096 \text{ мм},$$

де $\delta_{8,8} = 0,1798 \cdot 10^{-7} \text{ м/Н}$.

Аналіз отриманих результатів показав, що при перевищенні вертикальними динамічними переміщеннями y_6 та y_8 значень статичного прогину головних балок починається відрив коліс вантажного візка від рейки. Подібний режим є небезпечним, оскільки може спричинити сходження візка з рейкової колії та аварійну ситуацію [8].

Так, згідно з даними табл. 2.1 і 2.2, відрив коліс вантажного візка починається при жорсткості буфера $C_6 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. У зв'язку з цим, оптимальне значення жорсткості буфера буде меншим, ніж $C_6 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

Максимальні динамічні напруження, що виникають у розрахункових перерізах мосту, наведені у таблиці 2.3. Отримані значення враховують лише динамічну складову, тоді як у реальних умовах до них додаються напруження від власної ваги елементів конструкції. Проведені розрахунки показали, що

сумарні напруження залишаються нижчими за межу текучості матеріалу конструкції [13].

На рис. 2.4 і 2.5 показано зміну в часі динамічних переміщень наведених мас u_9 і y_6 , зазначених на рис. 3.1, і максимальних динамічних напружень в перетинах 1 і 5, для випадку, коли вантажний візок знаходиться посередині прольоту ($S = 0,5L$). Тут прийнято, що $C_6 = 5,0 \cdot 10^6$ Н/м.

Для зменшення віддачі при зворотному ході буфера, в розрахунках враховувались дії гідравлічних буферів односторонньої дії. Жорсткість буфера C_6 в розрахунках варіювалася, а коефіцієнт пропорційності ϕ , який визначав зусилля в буфері, вважався постійним і приймався рівним $\phi = 5,0 \cdot 10^6$ Н·с/м. Значення максимальних динамічних переміщень і напружень, що виникають в цьому випадку, наведені в табл. 2.3 і 2.4. Для випадку, коли вантажний візок знаходиться посередині прольоту, $C_6 = 5,0 \cdot 10^6$ Н/м і $\phi = 5,0 \cdot 10^6$ Н·с/м. на рис. 2.6 і 2.7 показано, як змінюються в часі зазначені вище динамічні переміщення наведених мас (u_9 и y_6) і максимальні динамічні напруження в розрахункових перетинах моста ($\sigma_{1,\max}$ и $\sigma_{5,\max}$).

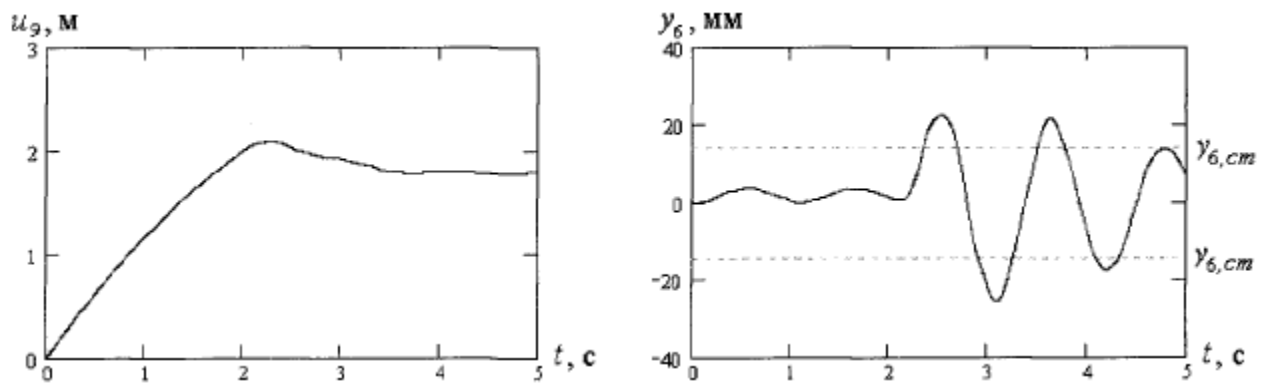


Рисунок 2.4 – Пружинний буфер $C_6 = 5,0 \cdot 10^6$ Н/м. Зміна в часі динамічних переміщень наведених мас ($S = 0,5L$)

Таблиця 2.3 - Пружинний буфер. Максимальні динамічні напруження в розрахункових перетинах балок моста в залежності від жорсткості буфера

$C_6 \text{ Н/м}$	Напруження в перетинах, МПа							
	$S = 0.25L$				$S = 0.5L$			
	1	2	5	6	1	2	5	6
1×10^5	35.16	35.66	11.12	21.48	30.11	20.77	25.70	8.54
1×10^6	70.29	60.60	26.60	49.68	65.68	46.28	59.12	21.58
$1,5 \times 10^6$	72.42	63.87	30.85	55.47	69.65	47.71	68.27	24.83
$2,5 \times 10^6$	85.42	87.74	38.78	69.30	96.59	64.51	85.73	30.29
$5,0 \times 10^6$	106.08	99.88	49.10	86.38	144.09	96.00	102.06	38.28
$7,5 \times 10^6$	134.89	103.22	55.13	91.17	172.26	113.20	100.21	39.61
1×10^7	154.25	104.02	58.45	91.24	190.72	125.83	101.27	40.54

Таблиця 2.4 - Односторонній гідравлічний буфер. Максимальні динамічні переміщення в залежності від жорсткості буфера ($\varphi = 5,0 \cdot 10^6 \text{ Н·с/м}$)

$C_6 \text{ Н/м}$	Максимальні напруження в перетинах, МПа					
	$S = 0.25L$			$S = 0.5L$		
	x_1	x_7	y_8	x_1	x_5	y_6
$1,5 \times 10^6$	37,81	9,59	8,09	1,73	16,28	14,53
$2,5 \times 10^6$	31,26	9,25	9,43	1,89	22,59	16,58
$5,0 \times 10^6$	25,72	14,66	11,51	2,04	34,68	19,94
$7,5 \times 10^6$	33,59	19,33	12,95	1,42	42,78	21,66
1×10^7	20,64	23,09	14,00	1,02	46,27	22,45

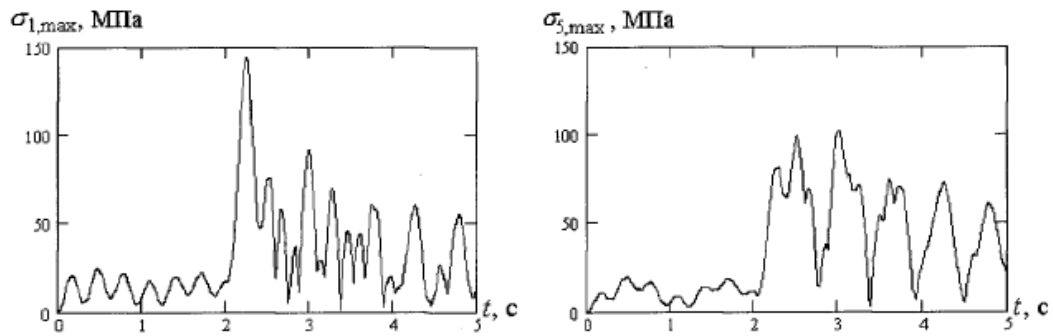


Рисунок 2.5 – Пружинний буфер $C_6 = 5,0 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. Зміна в часі
максимальних динамічних напружень ($S = 0,5L$)

Таблиця 2.5 - Односторонній гідравлічний буфер. Максимальні динамічні напруження в залежності від жорсткості буфера ($\varphi = 5,0 \cdot 10^6 \text{ Н·с/м}$)

$C_6 \text{ Н/м}$	Напруження в перетинах, МПа							
	$S = 0.25L$				$S = 0.5L$			
	1	2	5	6	1	2	5	6
$1,5 \times 10^6$	71,73	57,68	29,36	53,64	69,65	47,71	59,17	22,15
$2,5 \times 10^6$	72,57	57,34	34,57	58,66	96,59	64,51	63,21	26,05
$5,0 \times 10^6$	106,08	68,47	39,89	64,51	144,09	96,00	85,48	33,54
$7,5 \times 10^6$	134,85	81,59	49,86	69,05	172,18	113,21	100,85	37,76
1×10^7	152,81	86,46	58,55	73,39	189,03	124,03	109,74	39,09

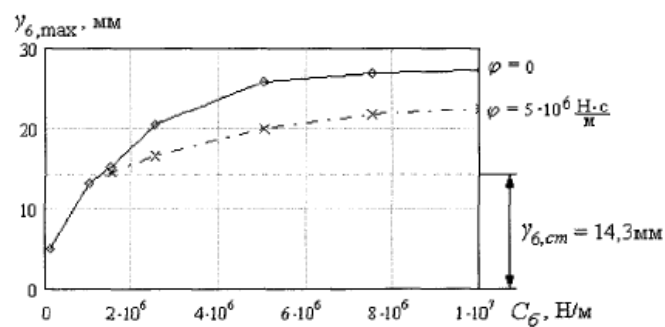


Рисунок 2.6 - Зміна $y_{6,\text{max}}$ в разі використання односторонніх
гідравлічних ($\varphi = 5 \cdot 10^6 \text{ Н·с/м}$) і пружинних ($\varphi = 0$) буферів ($S = 0,5L$)

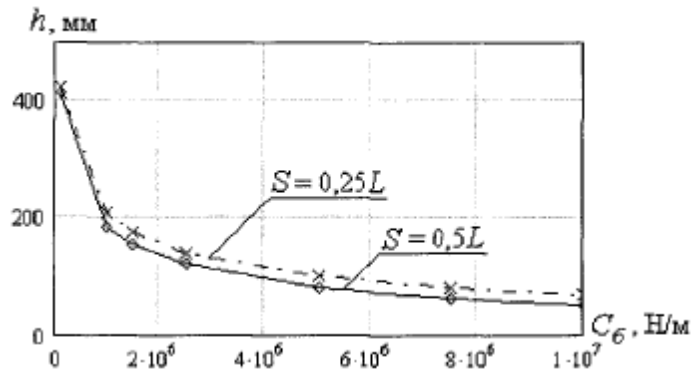


Рисунок 2.7 – Залежність ходу пружинного буфера від його жорсткості

На рис. 2.6 показано зміна максимальних динамічних переміщень головних балок $y_{6,max}$ в разі використання гідравлічних буферів (при $\varphi = 1 \cdot 10^6$ Н·с/м) і без них ($\varphi = 0$) для випадку розташування вантажного візка посередині прольоту. Розрахунки показали, що переміщення $y_{6,max}$ при віддачі зменшуються незначно, тобто використання односторонніх гідравлічних буферів в даному випадку неефективно.

Отже, основним фактором, що визначає нормальну роботу буферного пристрою залишається C_6 . Однак зменшення жорсткості C_6 пов'язано зі збільшенням ходу пружин (рис. 2.7), а це тягне за собою збільшення розмірів буферного пристрою. Збільшення числа робочих витків в пружинах буфера пропорційно зменшується C_6 , але при цьому збільшується хід буфера, необхідний для плавного безударного гальмування. Отже, зменшення жорсткості C_6 можливо тільки за рахунок зменшення діаметра дроту d , якого виготовляється пружина. Але при малому d і малому числі витків важко забезпечити умову рівності ходу буфера h і максимальної осадки пружини λ_{max} .

У зв'язку з вище сказаним, для даного крана проводився вибір оптимального значення C_6 . В табл. 6 наведені розрахункові дані, отримані для п'яти варіантів C_6 . Враховуючи можливість відриву коліс вантажного візка в

разі, якщо $C_6 > 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, далі розглядалися тільки такі варіанти, в яких $C_6 < 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$. Задаючись різними значеннями діаметра проволочки і приймаючи, що діаметр пружин $D = 6d$, а число робочих витків буферних

$$C_{np} = \frac{Gd^4}{8D^3i}$$

пружин $i=5$, визначалась жорсткість однієї пружини за формулою

(де G - модуль пружності другого роду). Вважаючи, що в кожному

буфері встановлено по дві пружини, отримуємо $C_6 = 2 C_{np}$.

Проводячи інтегрування рівнянь руху для отриманих значень C_6 наведених в четвертому стовпці табл. 6, визначалися значення необхідних буферних пристроїв $h = u_9 - L_{д}$. Якщо прийняти, що відстань між витками пружин у вільному стані дорівнює діаметру дроту d , то при $i = 5$ максимально можлива осадка пружини дорівнюватиме $\lambda_{\max} = 5d$. Якщо ця величина виявиться менше необхідного ходу буфера, то буде відбуватися посадка витків і далі жорсткість буфера стане нескінченно великою.

З даних табл. 2.6 випливає, що 4 і 5 варіанти пружин мають $h > 5d$, тобто через нестачу можливої усадки ці пружини не забезпечують плавного загальмовування. Навпаки, два перші варіанти мають запас по усадці пружин (у них $5d > h$), однак пружини цих варіантів занадто жорсткі. Виготовлення їх складніше, вони мають великі розміри і, головне, при їх використанні за рахунок збільшення C_6 в балках моста виникають великі динамічні напруження. Таким чином, найбільш вдалим є третій варіант, при якому $C_6 = 740740 \text{ Н/м}$, $h = 0,206 \text{ м}$, а можлива усадка пружин $5d = 0,2 \text{ м}$.

Таблиця 2.6 – Вибір оптимальних параметрів пружинного буфера
($S = 0,5L$)

№	$d, \text{мм}$	$D, \text{мм}$	$C_6 \text{ Н/м}$	$h, \text{м}$	$\lambda_{\text{max}}, \text{м}$	$P_{\text{пр}}, \text{Н}$	$\tau_{\text{max}}, \text{МПа}$	Примітка
1	60	360	1111200	0,174	0,3	96674	410	$h < \lambda_{\text{max}}$
2	50	300	925800	0,188	0,25	87025	532	$h < \lambda_{\text{max}}$
3	40	240	740740	0,206	0,20	76296	729	$h \approx \lambda_{\text{max}}$
4	30	180	554000	0,233	0,15	64541	1096	$h > \lambda_{\text{max}}$
5	24	144	444000	0,255	0,12	56610	1502	$h > \lambda_{\text{max}}$

В табл. 2,6 наведені також максимальні зусилля ($P_{\text{пр}} = hC_{\text{пр}}$), які виникали б у розглянутих пружинах при найбільших ходах буферних

пристроїв, і підраховані відповідно дотичні напруження $\tau_{\text{max}} = \frac{8P_{\text{пр}}D}{\pi d^3}$.

Враховуючи, що допустимі напруження для сталей марок [60С2, 60С2Н2А, 50ХФА], з яких виготовляється дріт для пружин, $[\tau] = 750 \text{ МПа}$, можливо помітити, що пружини малої жорсткості не витримують за умов міцності.

Аналогічним чином проводився розрахунок гідравлічних буферів двосторонньої дії. За результатами інтегрування рівнянь руху були отримані значення максимальних динамічних переміщень (табл. 2.7) і напружень (табл. 2.8). На рис. 2.8 і 2.9 показано як змінюються в часі розглянуті вище переміщення і напруження, в разі розташування вантажного візка в середині прольоту при $\varphi = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$.

Розрахунки показали, що основним параметром при роботі буферів даного типу є його коефіцієнт φ , який дозволяє виключити віддачу при ударі об буфер і зменшити вплив ударного навантаження на значення динамічних напружень. З табл. 2.7 видно, що при занадто великому значенні φ ($1,0 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$ и более) відбувається відрив вантажного візка від рейки.

Таблиця 2.7 - Двосторонній гідравлічний буфер. Максимальні динамічні переміщення і хід буфера в залежності від коефіцієнта φ

$\varphi \text{ Н*с/м}$	Максимальні динамічні переміщення і хід буфера, мм							
	$S = 0.25L$				$S = 0.5L$			
	x_1	x_7	y_8	h	x_1	x_5	y_6	h
1×10^5	27.89	3.22	2.21	326.88	0.79	7.70	5.42	327.4
$2,5 \times 10^5$	35.96	6.79	4.08	214.09	0.71	14.79	8.02	203.8
$5,0 \times 10^5$	37.19	11.35	6.31	142.43	0.71	23.14	10.86	125.5
$7,5 \times 10^5$	34.02	14.71	7.86	108.62	0.71	28.80	13.11	94.22
1×10^6	28.59	17.26	9.01	87.97	0.71	32.82	14.71	79.69

Таблиця 2.8 - Двосторонній гідравлічний буфер. Максимальні динамічні напруження в залежності від коефіцієнта φ

$C_6 \text{ Н/м}$	Напруження в перетинах, МПа							
	$S = 0.25L$				$S = 0.5L$			
	1	2	5	6	1	2	5	6
$1,5 \times 10^6$	35,90	36,40	12,63	20,46	31,99	22,47	27,27	9,51
$2,5 \times 10^6$	55,17	47,61	22,02	32,70	58,17	38,51	43,29	14,58
$5,0 \times 10^6$	86,91	56,51	31,72	43,68	90,62	59,65	54,60	19,69
$7,5 \times 10^6$	110,19	70,06	39,43	48,92	114,33	74,08	64,63	22,71
1×10^7	127,80	80,84	45,02	52,41	131,93	85,44	74,11	27,34

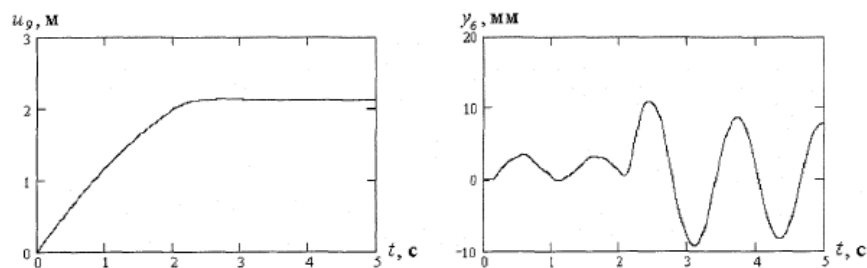


Рисунок 2.8 – Гідравлічний буфер двосторонньої дії $\varphi = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Н*с/м}$.
. Зміна в часі динамічних переміщень ($S = 0,5L$)

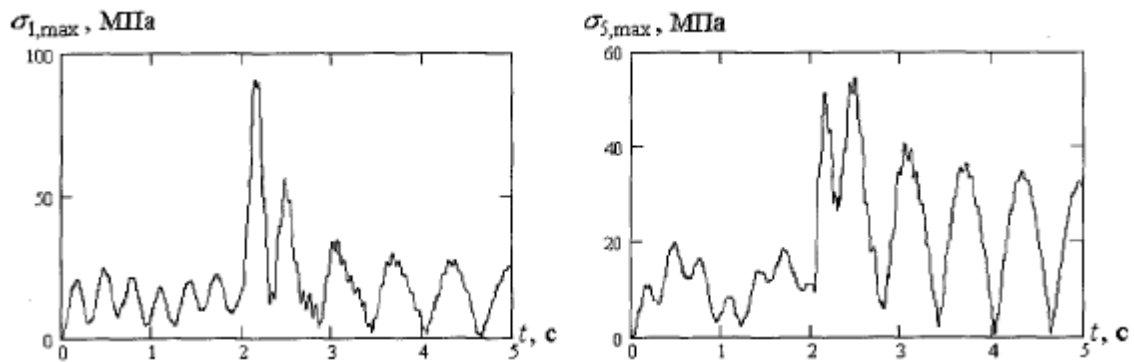


Рисунок 2.9 – Гідравлічний буфер двосторонньої дії $\varphi = 5,0 \cdot 10^5 \text{ Н·с/м}$.
 . Зміна в часі максимальних динамічних напружень ($S = 0,5L$)

Висновки

1. Основним параметром, який визначає ефективність роботи пружинних та односторонніх гідравлічних буферів, є жорсткість буферних пружин C_6 .
2. Використання пружин із надмірною жорсткістю може призвести до відриву коліс вантажного візка від рейки, що є небезпечним режимом роботи крана [14].
3. Застосування односторонніх гідравлічних буферів для зменшення віддачі виявилось малоефективним.
4. Жорсткість буфера C_6 повинна вибиратися з умови рівності ходу буфера, який визначається з рішення системи рівнянь руху у вигляді $h = u_9 - L_{\lambda}$, і максимально можливої усадки пружини $\lambda_{\max}$, відповідно умові посадки витків.
5. Використання двосторонніх гідравлічних буферів дозволяє значно зменшити віддачу при ударі, однак при великих значеннях коефіцієнта φ можливий відрив вантажного візка від рейки.
6. Найбільші динамічні напруження при наїзді на буфер виникають у місцях з'єднання кінцевої та головної балок мосту. При цьому отримані значення напружень не перевищують межу текучості матеріалу конструкції [13, 18].

2.2 Визначення динамічних навантажень, які виникають при наїзді штанги крана на упор

2.2.1 Рівняння руху крана

Під час проєктування та подальшої експлуатації мостових кранів із жорстким підвісом вантажу необхідно враховувати можливість аварійного контакту нижньої частини підвісу з нерухомим перешкодженням — стінкою нагрівального колодязя, штабелем злитків або іншим технологічним елементом [6, 13]. У подібних режимах роботи виникають значні горизонтальні динамічні сили, які через колону та шахту передаються на раму вантажного візка і далі — на металоконструкцію мосту крана. Наслідком такого навантаження може бути частковий або повний відрив ходових коліс візка від рейкової колії [14].

Поворот вантажного візка відносно рейки однієї з головних балок надалі будемо називати перекиданням візка, а рух мосту крана у протилежному напрямку після зіткнення з упором — зворотним ходом. У процесі перекидання в елементах мосту можуть виникати напруження, величина яких перевищує межу пружної деформації матеріалу. Крім цього, під час реверсивного руху можливе сходження візка з рейок та повторний удар об конструкцію [8, 18].

Дослідження динамічних процесів при наїзді нижнього кінця підвісу на жорсткий упор виконувалося для двох характерних положень вантажного візка:

- у середині прольоту мосту ($L/2$);
- у чверті прольоту ($L/4$).

Попередній аналіз показав, що при розташуванні вантажного візка посередині прольоту власні частоти коливань чотиримасової та шестимасової моделей практично збігаються [6]. Тому для спрощення математичного опису в подальших розрахунках використовувалася спрощена динамічна модель, наведена на рис. 2.10.

У моделі враховувалися горизонтальні переміщення x_1 , x_3 і x_5 , а також вертикальне переміщення y_4 . Вертикальні переміщення кінцевих балок y_2 та y_6 через їх незначний вплив на загальний характер процесу не враховувалися.

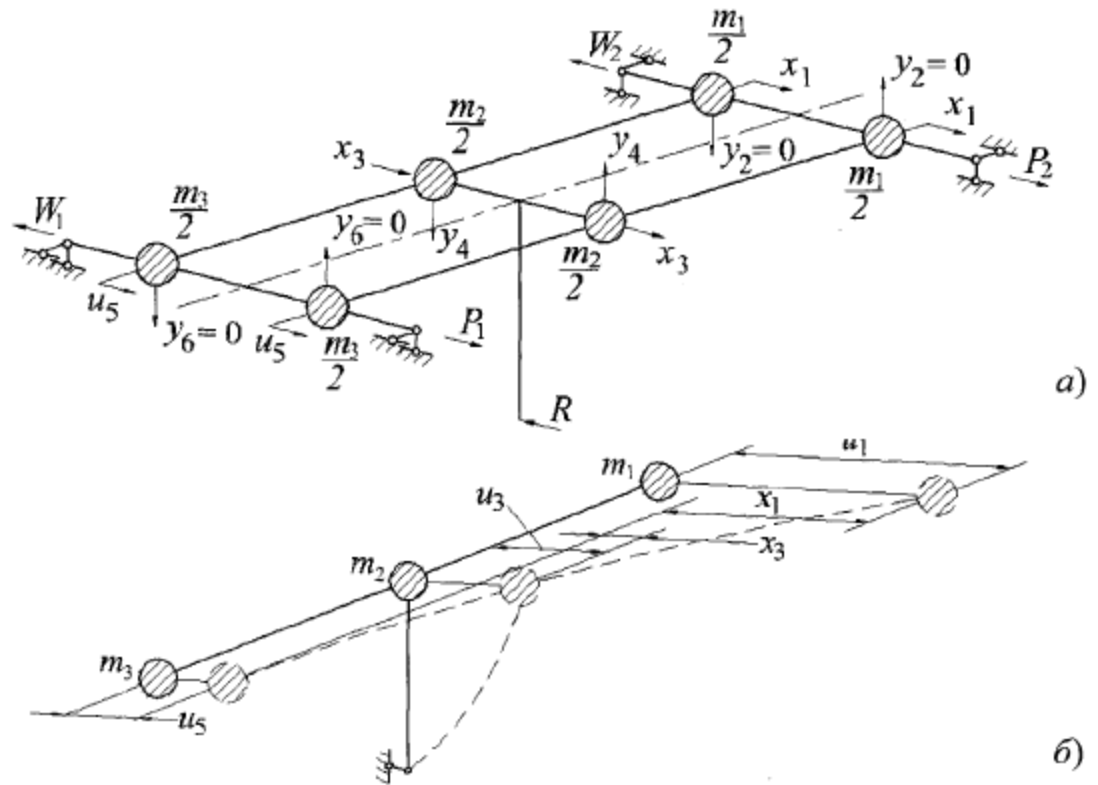


Рисунок 2.10 – Динамічна модель крана до перекидання

У точці контакту нижнього кінця колони з жорстким упором виникає реактивна сила R , яка визначається залежністю:

$$R = \left(u_5 + x_3 + \frac{2H}{K} y_4 \right) / \delta_{7,7}, \quad (2.7)$$

де $\delta_{7,7}$ - податливість шахти з колоною при згині її щодо рами вантажного візка.

Диференційні рівняння руху наведених мас мають вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{u}_1 + m_2 \ddot{u}_3 + m_3 \ddot{u}_5 - P_1(\dot{u}_5) - P_2(\dot{u}_1) + W_1 + W_2 + R = 0; \\ x_1 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{1,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{1,3} - R \delta_{1,7} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{1,1} = 0; \\ x_3 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3,1} - (m_2 \ddot{u}_3 + \alpha_3 \dot{x}_3) \delta_{3,3} - R \delta_{3,7} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{3,1} = 0; \\ y_4 = -\left(\frac{m_2^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_4 + \alpha_4 \dot{y}_4 \right) \delta_{4,4} - R \delta_{4,7}, \end{cases} \quad (2.8)$$

де $\delta_{i,j}$ – податливість системи; P_1 і P_2 – рушійні сили, які створені електродвигунами, розташованими на кінцевих балках; W_1 і W_2 – сили опору пересуванню крана; $\alpha_1 \dot{x}_1, \alpha_3 \dot{x}_3, \alpha_4 \dot{y}_4$ – сили внутрішнього тертя і конструкційного демпфірування. Сили P_1 і P_2 , відповідно до механічних характеристик електроприводів, приймалися лінійно залежними від швидкостей пересування відповідних кінцевих балок.

Інтегрування системи рівнянь (2.8) проводилися при наступних початкових умовах ($t = 0$):

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= 0; & x_3 &= 0; & y_4 &= 0; & u_5 &= 0; \\ \dot{x}_1 &= 0; & \dot{x}_3 &= 0; & \dot{y}_4 &= 0; & \dot{u}_5 &= v_n, \end{aligned} \right\}$$

де v_n – швидкість крана в момент наїзду на упор.

При наїзді крана на упор з великими швидкостями виникають такі реактивні сили R , що починається пробуксовка ходових коліс. Зусилля, що розвиваються електродвигунами при пробуксовці $P_{проб}$, визначалися з умови

$$(G_{кр} + G_m) g f \frac{n_{np}}{n_0} = P_1 + P_2 = 2P_{проб} \quad (2.9)$$

де $G_{кр}$ – маса крана; G_m – маса вантажного візка; g – прискорення вільного падіння; f – коефіцієнт зчеплення; n_{np} – число приводних коліс крана; $n_{заг}$ – загальне число коліс.

Система диференціальних рівнянь (2.8) описувала рух наведених мас крана тільки до відриву ходових коліс візка від рейки. В зв'язку з цим, система рівнянь (2.8) інтегрувалася до початку перекидання або до зупинки крана (коли $\dot{u}_1 = 0$ или $\dot{u}_5 = 0$). Враховуючи, що до наїзду на упор обидві головні

балки мали статичний прогин від ваги вантажного візка $y_{4,cm} = \frac{G_m g}{2} \delta_{4,4}$, а при наїзді одна балка додатково переміщалася вниз, а інша піднімалася на ту ж величину y_4 вгору, то при значенні $y_4 = y_{4,ст}$ прогин однієї з головних балок становить рівним нулю. У цей момент починався другий етап руху моста крана, пов'язаний з перекиданням вантажного візка.

На другому етапі всі вертикальні та горизонтальні навантаження від візка передавалися лише на одну головну балку. Візок починав обертатися відносно рейки під кутом ψ . У результаті цього просторовий характер деформування мосту ставав несиметричним відносно поздовжньої осі, а переміщення правої та лівої головних балок уже не були однаковими [14].

Головну балку, на яку після відриву спиралися колеса візка, надалі будемо називати правою, а протилежну — лівою.

На цьому етапі руху використовувалася динамічна модель, представлена на рис. 2.11, де вводилися нові переміщення: x_3^R и y_4^R для правої головної балки, x_3^L и y_4^L - для лівої, які відповідали руху наведених мас $m_2^R = m_2^L = m_2^*/2$. Повні горизонтальні переміщення цих мас визначалися, як і на першому етапі, у вигляді сум:

$$u_3^R = u_5 + x_3^R; \quad u_3^L = u_5 + x_3^L.$$

Під час перекидання візка необхідно враховувати відновлювальний момент, який виникає під дією власної ваги вантажного візка, а також інерційні сили від мас рами, шахти та колони [18].

Через незначний вплив деформацій шахти і колони на загальний характер руху їхні складові при визначенні переміщень центрів мас не враховувалися.

Горизонтальні і вертикальні проекції повних прискорень рами вантажного візка $\ddot{u}_p$, шахти $\ddot{u}_{ш}$ і колони $\ddot{u}_к$ визначалися з залежностей:

$$\begin{cases} \ddot{u}_{p_x} = \ddot{u}_5 + \ddot{x}_3^R + \ddot{\psi} K/2 \sin \psi; & \ddot{u}_{p_y} = \ddot{y}_4^R + \ddot{\psi} K/2 \cos \psi + g; \\ \ddot{u}_{u_x} = \ddot{u}_5 + \ddot{x}_3^R - \ddot{\psi} (H_u \cos \psi - K/2 \sin \psi); & \ddot{u}_{u_y} = \ddot{y}_4^R + \ddot{\psi} (H_u \sin \psi + K/2 \cos \psi) + g; \\ \ddot{u}_{\kappa_x} = \ddot{u}_5 + \ddot{x}_3^R - \ddot{\psi} (H_\kappa \cos \psi - K/2 \sin \psi); & \ddot{u}_{\kappa_y} = \ddot{y}_4^R + \ddot{\psi} (H_\kappa \sin \psi + K/2 \cos \psi) + g, \end{cases}$$

(2.10)

де H_u и H_κ - відстань від точки опори вантажного візка до центра тяжіння шахти і колони відповідно (рис.2.11,б).

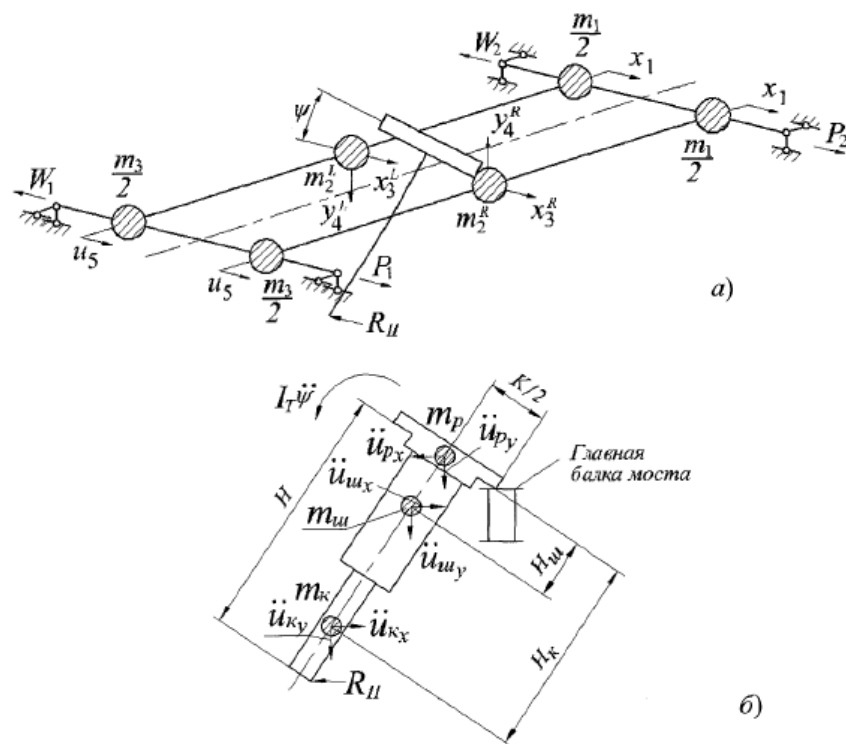


Рисунок 2.11 – Динамічна модель крана з перекинутим візком

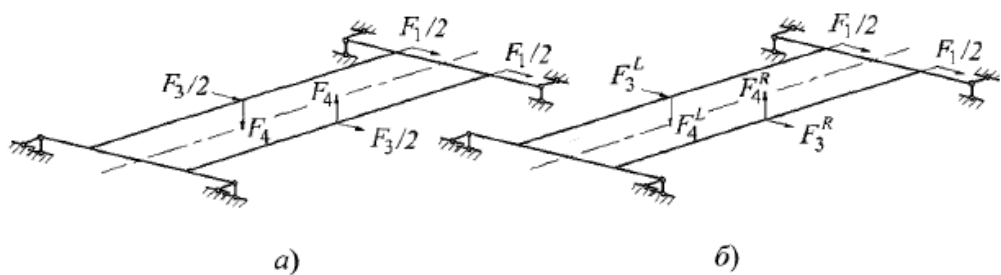


Рисунок 2.12 – Динамічні навантаження, які діють на міст крана до (а) та після (б) перекидання

Рівняння руху наведених мас представлялися у вигляді:

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{u}_1 + m_2^L \ddot{u}_3^L + m_2^R \ddot{u}_3^R + m_p \ddot{u}_{p_x} + m_w \ddot{u}_{w_x} + m_k \ddot{u}_{k_x} + m_3 \ddot{u}_5 - \\
 - P_1(\dot{u}_5) - P_2(\dot{u}_1) + W_1 + W_2 + R_{II} = 0; \\
 x_1 = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{1,1} - (m_2^L \ddot{u}_3^L + \alpha_3^L \dot{x}_3^L) \delta_{1,3L} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{1,1} - \\
 - (m_2^R \ddot{u}_3^R + \alpha_3^R \dot{x}_3^R + m_p \ddot{u}_{p_x} + m_w \ddot{u}_{w_x} + m_k \ddot{u}_{k_x} + R_{II}) \delta_{1,3R}; \\
 x_3^R = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3R,1} - (m_2^L \ddot{u}_3^L + \alpha_3^L \dot{x}_3^L) \delta_{3R,3L} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{3R,1} - \\
 - (m_2^R \ddot{u}_3^R + \alpha_3^R \dot{x}_3^R + m_p \ddot{u}_{p_x} + m_w \ddot{u}_{w_x} + m_k \ddot{u}_{k_x} + R_{II}) \delta_{3R,3R}; \\
 x_3^L = -(m_1 \ddot{u}_1 + \alpha_1 \dot{x}_1) \delta_{3L,1} - (m_2^L \ddot{u}_3^L + \alpha_3^L \dot{x}_3^L) \delta_{3L,3L} + [P_2(\dot{u}_1) - W_2] \delta_{3L,1} - \\
 - (m_2^R \ddot{u}_3^R + \alpha_3^R \dot{x}_3^R + m_p \ddot{u}_{p_x} + m_w \ddot{u}_{w_x} + m_k \ddot{u}_{k_x} + R_{II}) \delta_{3L,3R}; \\
 y_4^R = -(m_2^R \ddot{y}_4^R + \alpha_4^R \dot{y}_4^R + m_p \ddot{u}_{p_y} + m_w \ddot{u}_{w_y} + m_k \ddot{u}_{k_y}) \delta_{4R,4R} + (m_2^L \ddot{y}_4^L + \alpha_4^L \dot{y}_4^L) \delta_{4R,4L}; \\
 y_4^L = (m_2^R \ddot{y}_4^R + \alpha_4^R \dot{y}_4^R + m_p \ddot{u}_{p_y} + m_w \ddot{u}_{w_y} + m_k \ddot{u}_{k_y}) \delta_{4L,4R} - (m_2^L \ddot{y}_4^L + \alpha_4^L \dot{y}_4^L) \delta_{4L,4L}; \\
 I_T \ddot{\psi} + m_p g \frac{K}{2} \cos \psi + m_w g \left(H_w \sin \psi + \frac{K}{2} \cos \psi \right) + m_k g \left(H_k \sin \psi + \frac{K}{2} \cos \psi \right) = \\
 = R_{II} \left(H \cos \psi + \frac{K}{2} \sin \psi \right)
 \end{cases}
 \quad (2.11)$$

де m_p , m_w , m_k - маси рами вантажного візка, шахти і колони; I_T - момент інерції вантажного візка (рами, шахти і колони) при повороті його відносно рейки правої головної балки.

При інтегруванні системи рівняння (2.11) використовувалися наступні початкові умови:

$$\begin{cases}
 \dot{x}_1 = \dot{x}_{1,I}; \quad \dot{x}_3^R = \dot{x}_3^L = \dot{x}_{3,I}; \quad \dot{y}_4^R = \dot{y}_4^L = \dot{y}_{4,I}; & \dot{u}_5 = \dot{u}_{5,I}; \quad \dot{\psi} = 0; \\
 x_1 = x_{1,I}; \quad x_3^R = x_3^L = x_{3,I}; \quad y_4^R = y_{4,I} - y_{4,cm} = -2y_{4,cm}; \quad u_5 = u_{5,I}; \quad \psi = \frac{2|y_{4,cm}|}{K} = \frac{2|y_{4,I}|}{K}, \\
 y_4^L = y_{4,I} + y_{4,cm} = 0;
 \end{cases}$$

де індекс «I» показує, що початкове значення швидкості та переміщення відповідало кінцю першого етапу. Кут ψ відраховується від горизонталі, тому його початкове значення залежить від $|y_{4,cm}|/K$.

Реакція R_{II} , яка входить в рівняння (2.11) на другому етапі визначалася залежністю

$$R_{II} = \left[u_5 + x_3^R + \frac{2H}{K} (y_4^R + 2|y_{4,cm}|) - \psi H \right] / \delta_{77}, \quad (2.12)$$

в якому доданок $2|y_{4,cm}|$ забезпечує безперервність зміни значень реакцій R і R_{II} в кінці першого і на початку другого етапів.

Інтегрування рівнянь (2.11) закінчувалося при зупинці двигунів (якщо $\dot{u}_1$ или $\dot{u}_5$ дорівнювали нулю). Але при великих швидкостях наїзду на упор зупинці крана передував період пробуксовки двигунів. При цьому використовувалися рівняння руху (2.11), а зусилля, що розвиваються електродвигунами при пробуксовці $P_1=P_2=P_{\text{проб}}$, визначалися відповідно до залежності (2.9).

У результаті інтегрування систем рівнянь (2.8) та (2.11) отримувалися залежності переміщень, швидкостей і прискорень наведених мас від часу, які далі використовувалися для визначення динамічних навантажень.

На першому етапі навантаження визначалися за схемою, наведеною на рис. 2.12, а:

$$F_1 = -m_1 \ddot{u}_1 + P_2(\dot{u}_1) - W_2; \quad F_3 = -m_2 \ddot{u}_3 - R; \quad F_4 = -\frac{m_2^* + m_{np}}{2} \ddot{y}_4 - R \frac{H}{K}, \quad (2.13)$$

де реакція R знаходилась із залежності (2.7).

На другому етапі визначалися сили, показані на рис. 2.1, б:

$$\begin{cases} F_1 = -m_1 \ddot{u}_1 + P_2(\dot{u}_1) - W_2; \\ F_3^R = -m_2^R \ddot{u}_3^R - m_p \ddot{u}_{p_x} - m_{ш} \ddot{u}_{ш_x} - m_{\kappa} \ddot{u}_{\kappa_x} - R_{II}; & F_3^L = -m_2^L \ddot{u}_3^L; \\ F_4^R = -m_2^R \ddot{y}_4^R - m_p \ddot{u}_{p_y} - m_{ш} \ddot{u}_{ш_y} - m_{\kappa} \ddot{u}_{\kappa_y}; & F_4^L = -m_2^L \ddot{y}_4^L, \end{cases} \quad (2.14)$$

де реакція R_{II} знаходилась відповідно до виразу (2.12), а $\ddot{u}_{px}, \ddot{u}_{ux}, \ddot{u}_{kx}$ і $\ddot{u}_{py}, \ddot{u}_{uy}, \ddot{u}_{ky}$ з залежностей (2.10).

Значення сил, які отримані з виразів (2.13) і (2.14), представлялися векторами, що відповідали двом етапам навантаження

$$F_I = [F_1, F_3, F_4]^T \text{ и } F_{II} = [F_1, F_3^R, F_3^L, F_4^R, F_4^L]^T.$$

Згинальні і крутні моменти в розрахункових перетинах (рис. 2.2) виходили у вигляді добутку матриць $S1F1$ і $S11F11$, де $S1$ і $S11$ - матриці одиничних внутрішніх силових факторів в розрахункових перетинах балок моста, які були знайдені при визначенні податливостей. Матриця $S1$ відповідала першому етапу навантаження, а матриця $S11$ - другому. За цими значеннями обчислювалися нормальні і дотичні напруження, за якими потім визначалися максимальні значення еквівалентних напружень.

На першому етапі динамічні напруження підсумовувалися зі статичними напруженнями від ваги мосту та вантажного візка. На другому етапі вага візка вже враховувалася у динамічній моделі, тому додатково враховувалися лише напруження від власної ваги мосту [18].

У випадку розташування вантажного візка у чверті прольоту використовувалися складніші п'ятимасові динамічні моделі, наведені на рис. 2.13.

До перекидання вантажного візка (рис. 2.13, а) наведені маси системи мали п'ять горизонтальних $(x_1, x_3, x_5, x_7, u_9)$ і п'ять вертикальних $(y_2, y_4, y_6, y_8, y_{10})$ переміщень. Після перекидання (рис. 2.13, б) наведені маси, розташовані в чверті і середини прольоту, мали різні вертикальні і горизонтальні переміщення, тому замість горизонтальних переміщень x_3, x_5, x_7 тут використовувалися $x_3^R, x_3^L, x_5^R, x_5^L, x_7^R, x_7^L$, а замість вертикальних y_4, y_6, y_8 - $y_4^R, y_4^L, y_6^R, y_6^L, y_8^R, y_8^L$. Для урахування нахилу

вантажного візка, як і раніше для спрощеної моделі, вводилася нова узагальнена координата - кут ψ .

Далі аналогічно виразам (2.7), (2.8), (2.11) і (2.12) записувалися вирази для реакції, що виникають в місці контакту колони з жорстким упором, і рівняння руху.

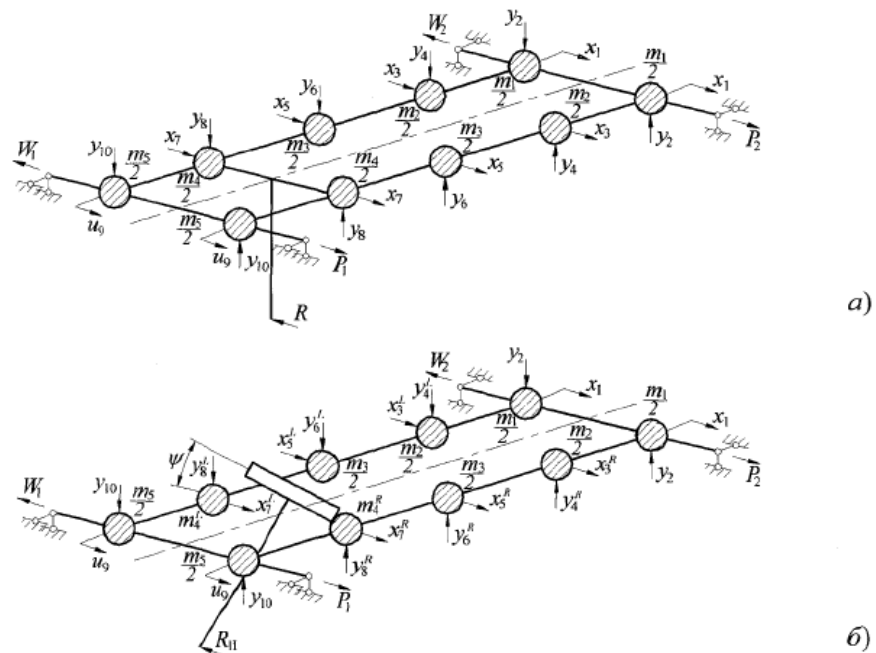


Рисунок 2.13 – П'ятимасова модель крана до (а) і після (б) перекидання

2.2.2 Приклад розрахунку

Оцінювання динамічних переміщень та напружень виконувалося для колодязного мостового крана вантажопідйомністю $Q=16/20Q = 16/20Q=16/20$ т і прольотом $L=30L = 30L=30$ м. Методика розрахунку базувалася на інтегруванні систем диференціальних рівнянь руху (2.8) та (2.11), що дозволило отримати часові залежності прискорень, швидкостей і переміщень наведених мас, а також реакцій у точці контакту підвісу з жорстким упором до перекидання та після нього (R_I і R_{II})($R_{_I}$; i ; $R_{_{II}}$)(R_I і R_{II}) [3].

На рис. 2.14 і 2.15 для швидкості наїзду $V_H=0,4V_{_H} = 0,4V_H=0,4$ м/с наведено графіки зміни пружних переміщень та контактної реакції в часі до і після перекидання вантажного візка. Аналіз результатів показує, що на першому етапі навантаження величина реакції R_{IR_IRI} безперервно зростає

(рис. 2.14), тоді як після втрати стійкості візка реакція R_{II} продовжує коливатися відносно значення, досягнутого в момент перекидання (рис. 2.15). Подібний характер процесів відзначається і в роботах, присвячених дослідженню динаміки мостових кранів у перехідних режимах [5].

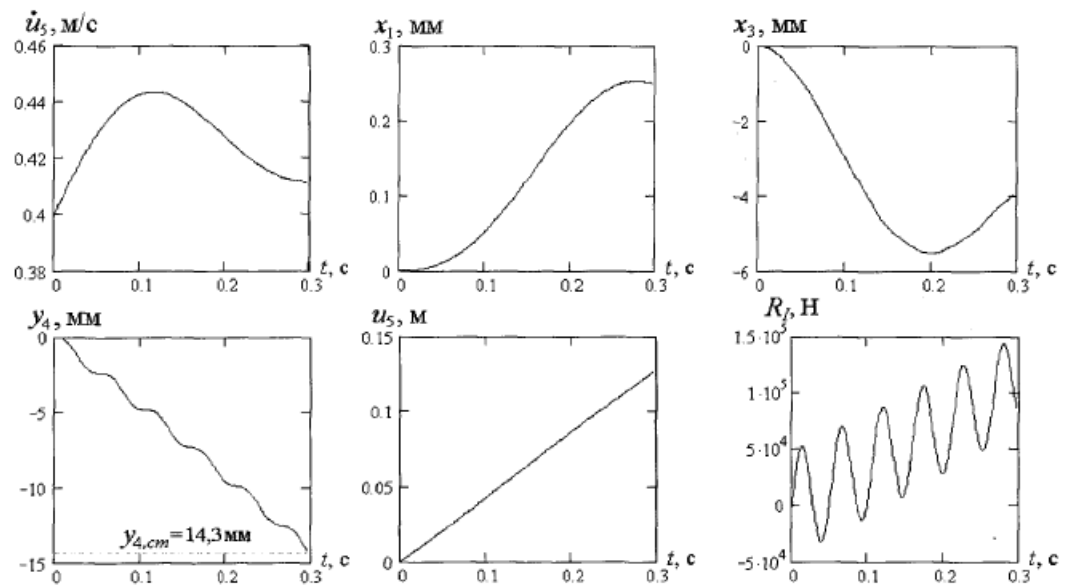


Рисунок 2.14 - Трьохмасова модель до перекидання. Залежність пружних переміщень і реакції в точці контакту від часу

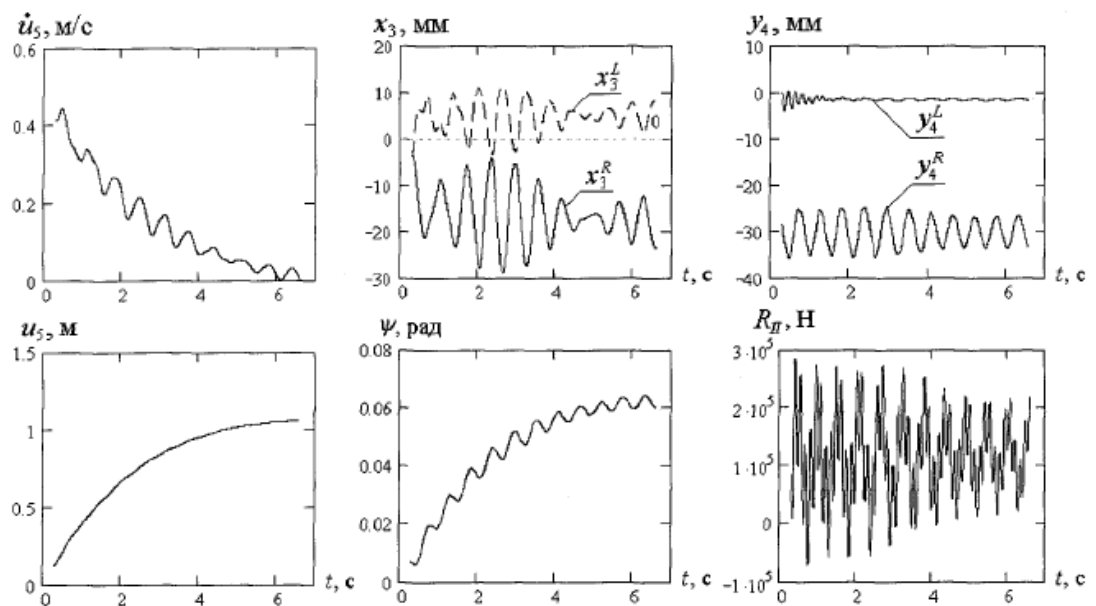


Рисунок 2.15 - Трьохмасова модель після перекидання. Залежність пружних переміщень і реакції в точці контакту від часу

В зв'язку з тим, що при перекиданні візка реакція починала передаватися тільки на праву головну балку, горизонтальні переміщення x_3^R по модулю відразу різко зростали, залишаючись по знаку такими ж, як на першому етапі. Права балка, на яку спирався візок, зазнавала додаткового навантаження, тоді як ліва частково розвантажувалась, що спричиняло протифазний характер її коливань відносно правої балки [1, 4].

В табл. 2.9 і 2.10 представлені максимальні значення пружних переміщень і реакцій ($R_{i,max}$ і $R_{II,max}$), а також вказано час І-ого і П-ого етапів (t_1 і t_2) в залежності від швидкості наїзду на упор. В даних таблицях подано результати розрахунку тільки для відносно невеликих швидкостей наїзду ($v_n = 0,2-0,4$ м/с). Проведені розрахунки показали, що при більш високих швидкостях наїзду на упор (з урахуванням пробуксовки) час до повної зупинки крана становить понад 10с. В реальних умовах кранівник зможе зупинити кран раніше.

На рис. 2.16, а показано, як змінювалися максимальні вертикальні переміщення головних балок ($y_{4,max}^R$ и $y_{4,max}^L$) в кінці другого етапу руху крана в залежності від швидкості наїзду крана на упор v_n . Для випадку, коли вантажний візок розташовувався посередині прольоту

$$y_{4,cm} = \frac{G_m g}{2} \delta_{4,4} = 0,0143 \text{ м.}$$

. З рис. 2.16, а слід, що найбільші вертикальні переміщення головних балок мало залежать від швидкості наїзду крана на упор.

Графік зміни найбільшого кута нахилу візка ψ в залежності від V_n представлений на рис. 2.16, б. Розрахунки показали, що при швидкості $V_n = 0,4$ м/с і вище починалася пробуксовка ходових коліс.

Таблиця 2.9 - Трьохмасова модель до перекидання. Максимальні переміщення

v_H , м/с	Максимальні переміщення, мм			$R_{1,max}$, кН	t_1 , с
	x_1	x_3	u_5		
0,2	0,272	7,035	133	128,87	0,498
0,4	0,252	5,532	126	143,97	0,297

Таблиця 2.10- Трьохмасова модель після перекидання. Максимальні переміщення

v_H , м/с	Максимальні переміщення, мм						ψ , рад	$R_{11,max}$, кН	t_2 , с
	x_1	x_3^R	x_3^L	y_4^R	y_4^L	u_5			
0,2	0,437	24,54	11,77	33,38	3,32	854	0,053	201,57	8,98
0,4	0,614	28,79	11,20	35,82	4,12	1064	0,064	282,77	6,3

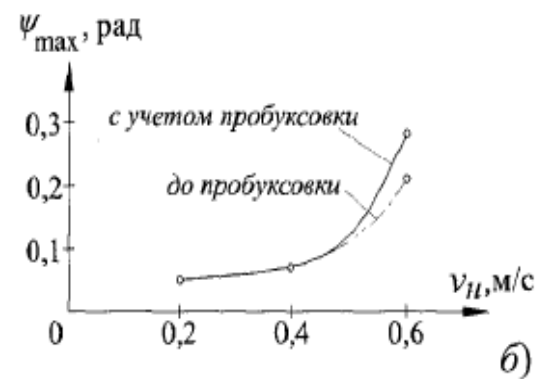
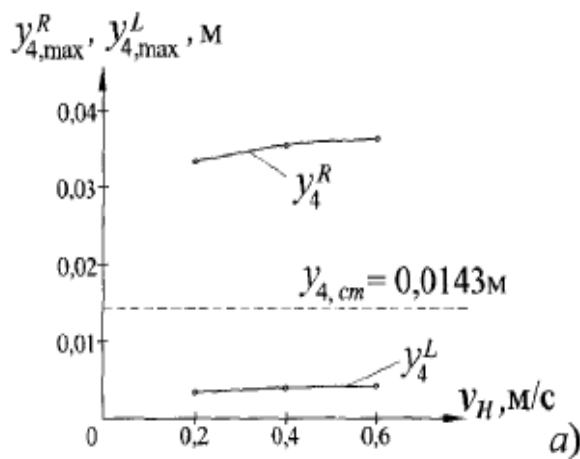


Рисунок 2.16 - Трьохмасова модель. Залежність максимальних переміщень $y_{4,max}^R$ і $y_{4,max}^L$ (а) і найбільшого кута ψ_{max} (б) від швидкості наїзду на упор.

Таблиця 2.11 - Трьохмасова модель. Різниця переміщень головних балок при зворотньому ході

Вид зворотнього руху	Швидкість наїзду на упор v_n , м/с	Різниця переміщень головних балок в момент дотику візка рельси $(x_3^R - x_3^L)$, мм
Пуск двигунів в зворотньому напрямку	0,2	5,6
	0,4	15,4
	0,6	49,0
Рух з ввімкненими гальмами $T = const$	0,2	21,5
	0,4	20,9

Окремо було розглянуто процес зворотного руху крана після контакту з упором. Він здійснювався або шляхом реверсу електроприводів, або при вимкнених двигунах і включених механічних гальмах. Аналіз показав, що потенціальна енергія, накопичена металоконструкцією мосту, настільки велика, що стандартні гальмівні механізми не здатні повністю утримати кран у деформованому стані [2, 4].

Під час зворотного руху різниця горизонтальних переміщень головних балок Δx могла досягати критичних значень, при яких виникала небезпека сходження вантажного візка з рейок. Значення цих переміщень при різних швидкостях наїзду та різних режимах реверсивного руху наведені в табл. 2.11. Як зазначається у дослідженнях динаміки мостових кранів, саме цей режим є одним із найбільш небезпечних для металоконструкцій та ходових вузлів [5].

На рис. 2.17 наведено часові залежності максимальних динамічних напружень у характерних перерізах балок мосту — перерізі 2 кінцевої балки та перерізі 5 головної балки відповідно до схеми на рис. 2.2. Максимальні значення напружень для різних швидкостей руху наведені у табл. 2.12. Під час визначення повних напружень на першому етапі до динамічної складової

додавалися напруження від власної ваги мосту та вантажного візка. На другому етапі вага візка вже враховувалася в динамічній моделі, тому додатково враховувалися лише статичні напруження від металоконструкції мосту [16].

На рис. 2.18 представлено зміну максимальних напружень у головній та кінцевій балках залежно від швидкості наїзду на упор. Результати показують, що навіть при відносно невеликих швидкостях виникають значні динамічні перевантаження. При цьому максимальні напруження у головній балці перевищують статичні значення більш ніж утричі, що узгоджується з результатами інших досліджень динаміки мостових кранів [15].

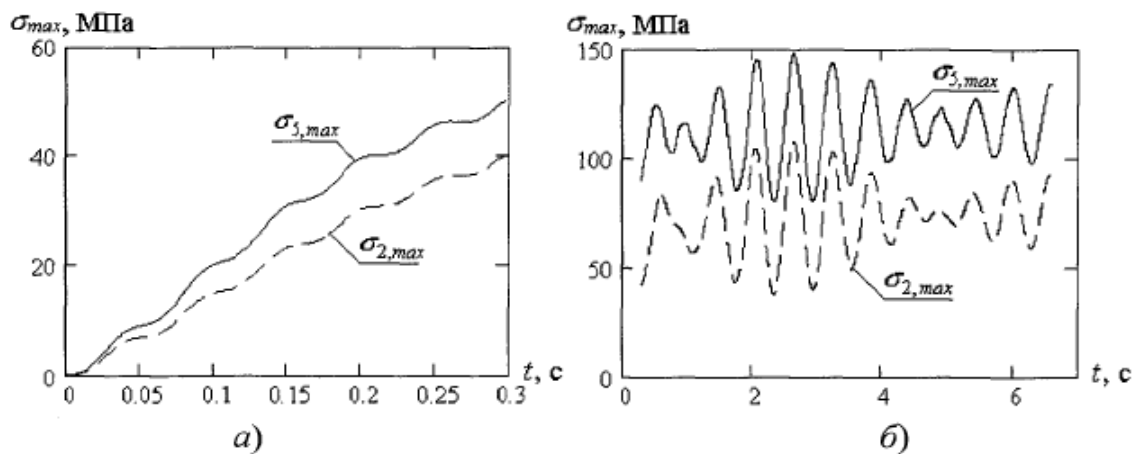


Рисунок 2.17 - Трьохмасова модель. Залежність максимальних динамічних напружень від часу до (а) і після (б) перекидання

Таблиця 12 - Трьохмасова модель. Максимальні динамічні напруження

v_H , м/с	Напруження в перерізах, МПа					
	До перекидання			Після перекидання		
	1	2	5	1	2	5
0,2	39,02	43,28	56,35	73,74	93,70	134,00
0,4	29,79	40,47	50,38	72,83	107,40	148,23

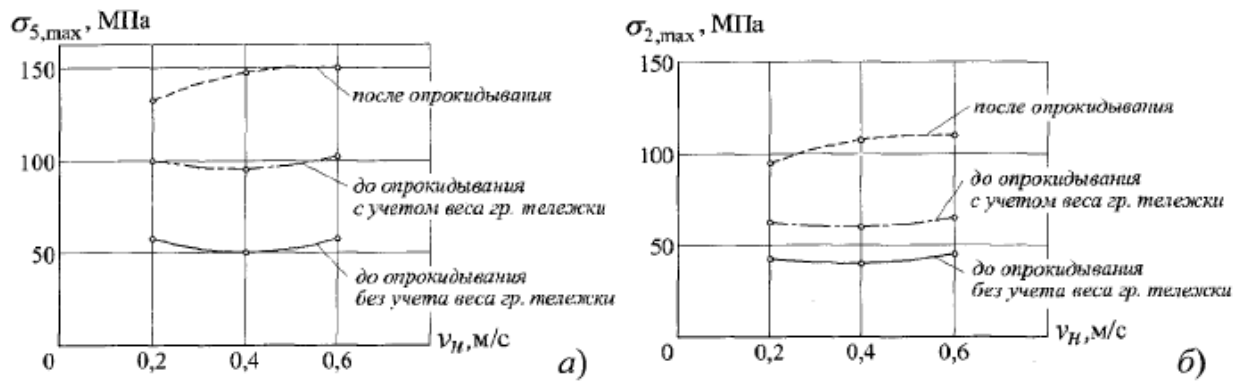


Рисунок 2.18 - Трьохмасова модель. Залежність максимальних напружень в перетинах 5(а) і 2(б)

Оцінюючи значення динамічних коефіцієнтів по напруженням і переміщенням у разі $V_n = 0,4$ м/с, отримаємо:

$$\mu_{y_4} = \frac{y_{4,max}}{y_{4,ст}} = \frac{0,0358}{0,0143} = 2,5; \quad \mu_{\sigma_5} = \frac{\sigma_{5,max}}{\sigma_{5,ст}} = \frac{148}{43,8} = 3,38,$$

де $\sigma_{5,ст} = 43$ МПа - напруження в перетині 5 головної балки від ваги вантажного візка.

При $v_n = 0,2$ м/с, відповідно:

$$\mu_{y_4} = \frac{0,0333}{0,0143} = 2,33; \quad \mu_{\sigma_5} = \frac{134}{43,8} = 3,06.$$

Динамічні коефіцієнти для напруження виявляються великими, так як напруження $\sigma_{5,max}$ визначаються не тільки від вертикальних, але і від горизонтальної динамічних навантажень.

Для випадку розташування вантажного візка в чверті прольоту, дослідженого за допомогою п'ятимасової моделі (рис. 2.13), вертикальний статичний прогин дорівнював $y_{8,ст} = 8,096$ мм. В табл. 2.13 і 2.14 для цього випадку представлені максимальні значення пружних переміщень і реакцій ($R_{I,max}$ і $R_{II,max}$), а також вказані тривалості етапів (t_1 і t_2) в залежності від

швидкості наїзду на упор. На рис. 2.19 і 2.20 для $V_n=0,4\text{м/с}$ показано зміна пружних переміщень в залежності від часу до і після перекидання. З порівняння даних табл. 2.11 і 2.15 видно, що в разі розташування вантажного візка в чверті прольоту різницю горизонтальних переміщень $(x_7^R - x_7^L)$ в момент торкання вантажного візка і лівої головної балки при зворотному ході менше.

Значення максимальних динамічних напружень в залежності від швидкості наїзду на упор до і після перекидання вантажного візка представлені в табл. 2.16, а залежність їх від часу для $v_n = 0,4\text{м/с}$ - на рис. 2.21. Як і в разі розташування вантажного візка посередині прольоту, сумарні напруження п'ятимасової моделі, отримані шляхом додавання динамічних напружень зі статичними, мають досить високе значення, але не перевищують границі текучості.

Таблиця 2.13 – П'ятимасова модель до перекидання. Максимальні переміщення

v_n , м/с	Максимальні переміщення, мм			$R_{1,max}$, кН	t_1 , с
	x_1	x_7	u_9		
0,2	21,80	1,16	72,97	111,57	0,34
0,4	7,87	1,94	74,52	115,79	0,186

Таблиця 2.14 - П'ятимасова модель після перекидання. Максимальні переміщення

v_n , м/с	Максимальні переміщення, мм						ψ , рад	$R_{11,max}$, кН	t_2 , с
	x_1	x_7^R	x_7^L	y_8^R	y_8^L	u_9			
0,2	0,437	24,54	11,77	33,38	3,32	854	0,053	201,57	8,98
0,4	0,614	28,79	11,20	35,82	4,12	1064	0,064	282,77	6,3

Таблиця 2.15 - П'ятимасова модель. Різниця переміщення головних балок при зворотному ході

Вид зворотнього руху	v_n , м/с	Різниця переміщень головних балок в момент дотику візка реліси ($x_3^R - x_3^L$), мм
Пуск двигунів в зворотньому напрямку	0,2	5,75
	0,4	4,62
Рух з ввімкненими гальмами $T = const$	0,2	10,79
	0,4	11,57

Таблиця 2.16 - П'ятимасова модель. Максимальні динамічні напруження

v_n , м/с	Напруження в перерізах, МПа							
	До перекидання				Після перекидання			
	1	2	5	6	1	2	5	6
0,2	35,91	36,27	26,51	42,87	64,37	97,11	63,47	112,19
0,4	22,73	26,54	23,36	41,82	64,86	92,13	62,67	103,52

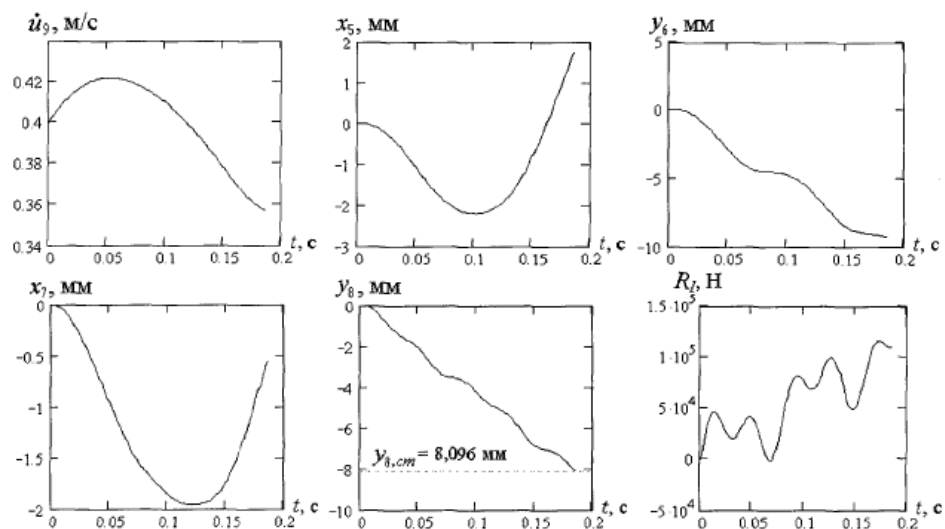


Рисунок 2.19 - П'ятимасова модель до перекидання. Залежність пружних переміщень і реакції в точці контакту від часу

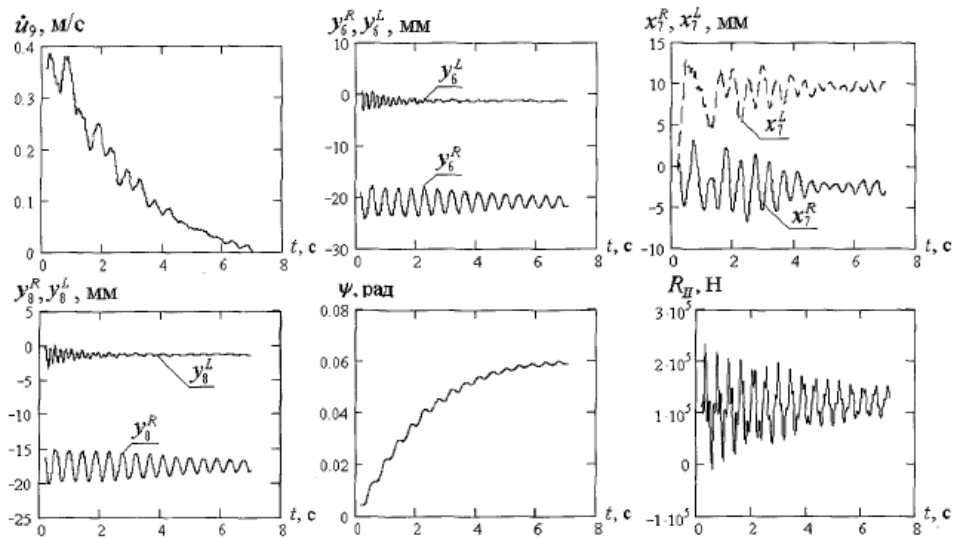


Рисунок 2.20 - П'ятимасова модель після перекидання. Залежність пружних переміщень і реакції в точці контакту від часу

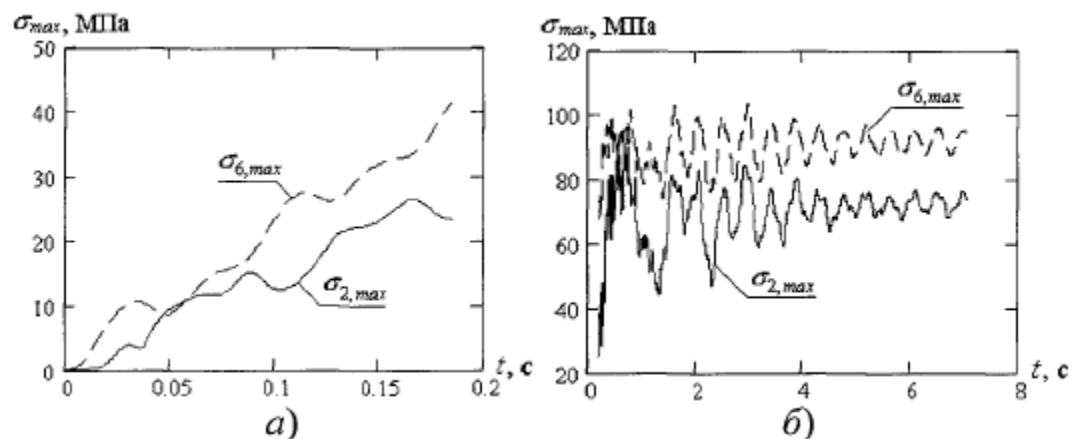


Рисунок 2.21 - П'ятимасова модель. Залежність максимальних динамічних напружень від часу до (а) і після (б) перекидання

Висновки

Наїзд нижньої частини жорсткого підвісу на нерухомий упор супроводжується перекиданням вантажного візка та суттєвими динамічними навантаженнями на металоконструкцію мосту [13].

Після перекидання візка, особливо при його розташуванні посередині прольоту, виникає висока ймовірність сходження ходових коліс із рейок через різницю горизонтальних переміщень головних балок. Імовірність цього явища зростає зі збільшенням швидкості наїзду [20].

Найбільш навантаженими елементами конструкції є кінцеві балки в місцях їх з'єднання з головними балками. Максимальні напруження в головних балках виникають поблизу розташування вантажного візка [4, 6].

При швидкостях наїзду понад $0,80 \sqrt{80,8}$ м/с у найбільш навантажених перерізах можливе виникнення пластичних деформацій, що свідчить про необхідність врахування аварійних режимів ще на стадії проєктування [1, 5].

Для запобігання перекиданню вантажного візка та його сходженню з рейок доцільним є подальше вдосконалення конструкцій підвісів, буферних систем і схем демпфування динамічних навантажень [2].

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

3.1 Розгін та гальмування

3.1.1 Рівняння руху крана при розгоні

Для аналізу перехідних режимів роботи мостових кранів із жорстким підвісом вантажу під час розгону застосовувалась шестимасова динамічна модель, наведена на рис. 3.1. Зазначена модель є аналогічною тій, що використовувалася при дослідженні взаємодії крана з буферними упорами, однак у даному випадку основна увага приділялася впливу рушійних сил приводу на коливальні процеси металоконструкції [1, 3]. Розглядалися три характерні схеми розташування вантажного візка: у середині прольоту мосту, у чверті прольоту та поблизу кінцевої балки. Індексція наведених мас відповідала схемі, прийнятій у попередньому розділі при аналізі аварійних режимів руху [2].

Повні горизонтальні переміщення наведених мас визначалися згідно із залежностями (2.1), (2.2) та (2.3), залежно від положення вантажного візка на мосту. Такий підхід дозволяв врахувати як деформації металоконструкції, так і додаткові переміщення, пов'язані з пружними коливаннями підвісу та нахилом вантажного візка [4, 5].

Рівняння руху системи формувалися аналогічно системі рівнянь (2.4), однак у цьому випадку зовнішніми збурюючими факторами виступали рушійні сили $P1P_1P1$ та $P2P_2P2$, створювані електродвигунами механізму пересування, а також сили опору руху $W1W_1W1$ і $W2W_2W2$. Зміна рушійних сил у часі визначалася механічними характеристиками електропривода, які наведені на рис. 3.2 [1, 6].

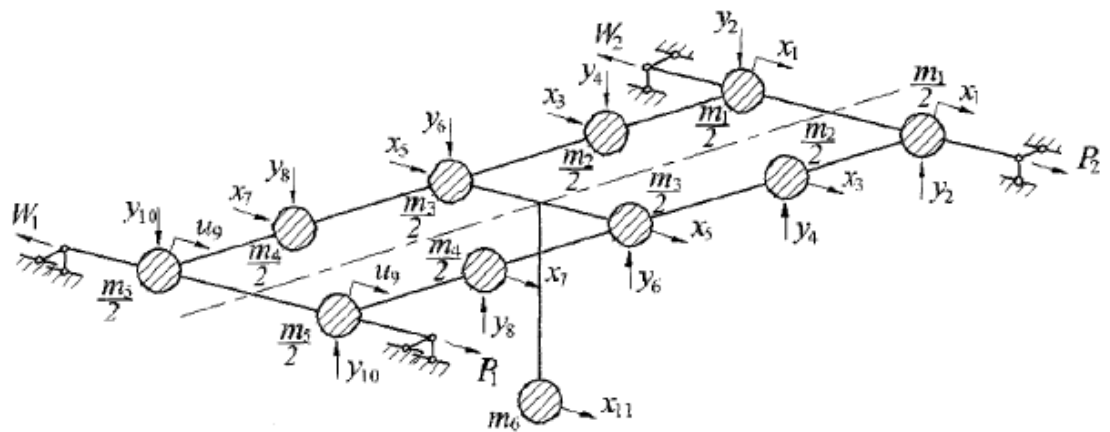


Рисунок 3.1 – Динамічна модель для дослідження динаміки крана при розгоні

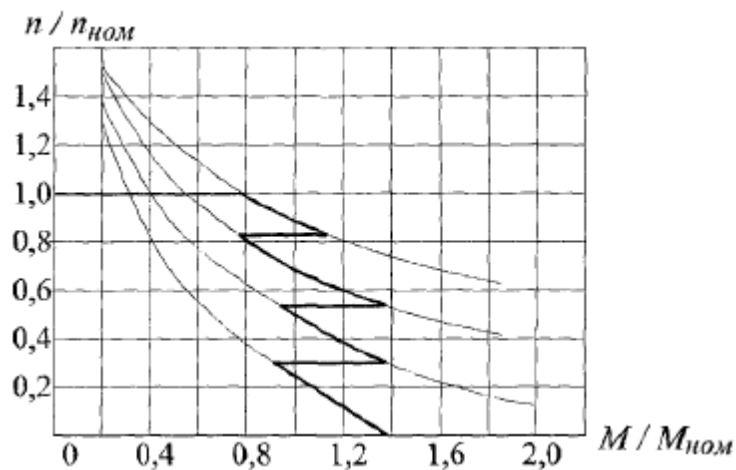


Рисунок 3.2 – Механічні характеристики двигуна

Рушійні сили, створювані електродвигунами, відповідно [26], визначаються за формулами:

$$P_1 = \frac{2M_1 u \eta \kappa}{D_\kappa}; \quad P_2 = \frac{2M_2 u \eta \kappa}{D_\kappa}, \quad (3.1)$$

де M_1 і M_2 - моменти електродвигунів; κ - число електродвигунів на одній стороні моста; u - передаточне число механізму пересування; D_κ - 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

$$\dot{u}_9 = \frac{\pi D_K n_1}{60u}; \quad \dot{u}_1 = \frac{\pi D_K n_2}{60u}; \quad (3.2)$$

Вирази (3.1) та (3.2) дозволяють встановити зв'язок між рушійними силами P_1 і P_2 і відповідними швидкостями пересування кінцевих балок $\dot{u}_9$ и $\dot{u}_1$.

У разі розташування вантажного візка посередині прольоту динамічні навантаження, що діють на міст крана (рис. 2.2), 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:

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

Після визначення миттєвих значень динамічних навантажень $F_1, F_2, \dots, F_8, F_{10}$, для кожного моменту часу виконувалося обчислення внутрішніх силових факторів у характерних перерізах мосту крана, показаних на рис. 2.2. Для цього отримані значення навантажень множилися на відповідні згинальні та крутні моменти, які були визначені раніше при розрахунку податливостей конструкції від одиничних сил [1, 3].

Такий підхід дозволяв встановити реальні значення внутрішніх зусиль і напружень у металоконструкції під час розгону крана, а також оцінити вплив неусталених режимів роботи на довговічність та витривалість несучих елементів мосту [4–6].

3.1.2 Дослідження гальмування крана

Для аналізу динамічних процесів, що виникають під час гальмування мостового крана з жорстким підвісом вантажу, використовувалася та сама шестимасова динамічна модель, що і при дослідженні режиму розгону (рис. 3.1) [1, 3]. Відмінність полягала лише у характері зовнішніх навантажень: замість рушійних сил P_1 і P_2 у рівняннях руху враховувалися гальмівні сили ($-T_1$) і ($-T_2$).

Як і в попередньому випадку, розглядалися три характерні положення вантажного візка: у середині прольоту мосту, у чверті прольоту та поблизу кінцевої балки. Для оцінювання впливу способу зупинки крана на рівень динамічних навантажень досліджувалися три режими гальмування:

механічне гальмування;

динамічне гальмування з подальшим накладанням механічних гальм;

динамічне гальмування із застосуванням противмикання (противотоку)[5].

У випадку механічного гальмування зовнішніми навантаженнями виступали гальмівні сили T_{1T} і T_{2T} , які визначалися за гальмівними моментами, вказаними у технічних характеристиках механізму пересування:

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

де M_{1T} и 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 (рис. 3.3). 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.

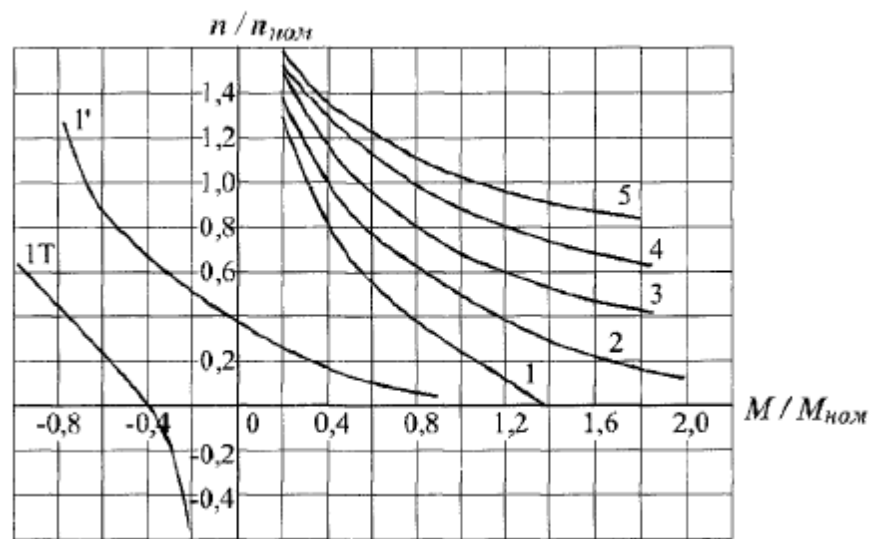


Рисунок 3.3 – Механічні характеристики електропривода

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. Розподіл мас шахти і колони, здійснюване при визначенні наведених мас, не робить істотного впливу на значення динамічних напружень в металоконструкції крана.

2. При розгоні і всіх видах гальмування, незалежно від положення вантажного візка, найбільші динамічні напруження виникають в перетинах 2 і 1 кінцевої балки (в місцях з'єднання її з головною). Максимальні динамічні напруження в головних балках виникають в перетині 6, при розташуванні вантажного візка чверті прольоту моста, і в перетині 5, якщо візок знаходиться в середині прольоту.

3. 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.

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

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

6. 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 загальмуванням протivotоком. Останнє знизить найбільші динамічні напруження, що дозволить дещо збільшити термін служби металоконструкцій цих кранів.

3.2 Вплив динамічних навантажень на довговічність металоконструкцій крана

3.2.1 Особливості розрахунку металоконструкції крана на витривалість

Розрахунок кранових металоконструкцій на довговічність, як розрахунок будь-яких деталей машин, проводиться за методикою, розробленою на лінійній гіпотезі додавання пошкоджень. Вихідним матеріалом є гістограма розподілу напружень в небезпечній точці розрахункового перерізу за цикл роботи крана. В якості розрахункових розглядаються ті перетини, в яких виникають найбільші напруги, а також ті, де є небезпечні концентратори.

На відміну від розрахунку деталей машин, особливістю розрахунку металоконструкцій є те, що всі напруження, що виникають протягом циклу роботи крана, спочатку приводяться до симетричного циклу, а потім порівнюються з межами витривалості реальних вузлів, що мають задані концентратори напружень.

Відповідно до методу розрахунку за граничними станами [11, 30], розрахункова довговічність балок кранових мостів може бути забезпечена, якщо виконується умова

$$\sigma_{np} \leq R\gamma_c, \quad (3.3)$$

де

$$\sigma_{np} = \sqrt[m]{\sum_1^p \sigma_{-1K_i}^m \frac{Z_i}{\sum Z_i}} \quad (3.4)$$

- наведене напруження стаціонарного симетричного циклу, еквівалентне нестаціонарним напруженням гістограми напружень при загальній кількості змін напружень $\sum Z_i$ (σ_{-1K_i} - наведене до симетричного циклу напруження i -го рівня, що повторюється в наведеному циклі роботи крана Z_i раз; m - показник ступеня кривої втоми; p - число враховуючих рівнянь графіку напружень); R - розрахунковий опір матеріалу; γ_c - коефіцієнт умов роботи.

Враховуючи, що в балках, як і в інших елементах кранових металлоконструкцій, від дії зовнішніх навантажень виникають напруження з різними коефіцієнтами асиметрії циклів r , для можливості підсумовування їх в залежності (3.4) вони приводяться до симетричних циклів за формулою

$$\sigma_{-1K_i} = \frac{\sigma_{-1K}}{\sigma_{rik}} \sigma_{\Sigma i}, \quad (3.5)$$

де σ_{-1K} межа витривалості вузла при симетричному циклі з ефективним коефіцієнтом концентрації напружень K ; σ_{rik} - межа витривалості того ж вузла при циклі з коефіцієнтом асиметрії r ; $\sigma_{\Sigma i}$ - еквівалентне напруження, що враховує можливість зміни номінального навантаження крана при його експлуатації.

Розрахунковий опір матеріалу R визначається за формулою

$$R = \frac{K_0}{K_M} \sigma_{-1K}, \quad (3.6)$$

де $K_0 = 0,9$ - коефіцієнт однорідності по втомному випробувані, що враховує розкид результатів втомних випробувань; K_M - коефіцієнт безпеки по матеріалу (залежить від марки сталі: $K_M = 1,05$ для маловуглецевої сталі; $K_M = 1,1$ для низьколегованої сталі).

Межа витривалості σ_{-1K} вибирається з таблиць, наведеними в [11, 30], в залежності від K . Він знаходиться на підставі експериментальних даних при базовому числі циклів N_{σ} . При цьому для $K < 2,0$ приймаємо $N_{\sigma} = 2 \cdot 10^6$ циклів, а при $K \geq 2,0$ - $N_{\sigma} = 5 \cdot 10^6$ циклів.

Якщо число змін напружень, наведених до симетричного циклу ΣN за термін служби крана виявляється менше N_{σ} , то необхідно обмежити час роботи крана, і в формулу (3.6) замість σ_{-1K} підставляється межа обмеженої витривалості, яка знаходить вигляд

$$\sigma_{-1K/O} = \alpha \sigma_{-1K}, \quad (3.7)$$

де $\alpha = \sqrt[m]{N_6 / \Sigma N}$ (тут $\Sigma N = \Sigma Z_i \lambda$; λ - число циклів роботи крана за термін служби T).

Розрахунковий опір матеріалу в цьому випадку

$$R_o = \frac{K_0}{K_M} \sigma_{-1K/O}.$$

Якщо розрахунковий графік напружень має ступені, напруга в яких $\sigma_{-1K_i} > \sigma_{-1K}$, то визначається знижена межа витривалості

$$\sigma_{-1K}^* = \varphi_c \sigma_{-1K} = \sigma_{-1K} \sqrt[m]{1 - \sum_1^p \left(\frac{\sigma_{-1K_i}}{\sigma_{-1K}} \right)^m \frac{Z_i}{\sum Z_i}},$$

причому враховуються ступені, напруження яких $\sigma_{-1K_i} > 0,6 \sigma_{-1K}$ границі витривалості.

Відповідно визначається знижена межа обмеженої витривалості

$$\sigma_{-1K/O}^* = \alpha \sigma_{-1K}^*.$$

Розрахунковий опір матеріалу по необмеженій і обмеженій зниженій межі витривалості визначаються відповідно як

$$R^* = \frac{K_0}{K_M} \sigma_{-1K}^* \quad \text{или} \quad R_o^* = \frac{K_0}{K_M} \sigma_{-1K/O}^*.$$

Висновок

1. В кранах з жорстким підвісом вантажу найбільший вплив на довговічність надають динамічні напруження, що виникають при розгоні і гальмуванні моста, що змінюються по симетричному циклу. У цих кранах вага вантажного візка істотно більше ваги вантажу. Напруження від ваги вантажу, відповідні пульсуючому циклу, після приведення їх до симетричного циклу виявляються нехтовно малими.

2. Зменшення динамічних напружень при використанні динамічного гальмування крана в поєднанні з противотоком дозволяє збільшити довговічність металоконструкції ~ на 20 %.

3. В залежності від параметрів нерівностей підкранових колій, що входять у вираз спектральної щільності, довговічність металоконструкції зменшується до 1,5 разів.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Аналіз потенційних небезпек.

В магістерській роботі передбачено знаходження навантажень на елементи колодязного крана, який встановлено у колодязному цеху ВАТ «Запоріжсталь». При роботі даного обладнання можуть виникнути наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- Можливість отримання удару кліщовим механізмом або вантажем;
- Зрив вантажу з механізму захоплення зливків;
- Отримання травми при зриві вантажних канатів у разі не дотримання правил безпеки при використанні вантажних кранових канатів;
- Зміщення крана з рейок та його падіння на ділянку цеху;
- Недостатнє освітлення;
- Можливість ураження електричним струмом;
- Підвищений рівень шуму та вібрації;
- Незадовільні параметри повітряного середовища в конструкторському бюро;
- Психо – фізіологічне навантаження.

Також можливо визначити фактори, які завдають шкоди навколишньому середовищу, так як об'єктом виробництва є ВАТ «Запоріжсталь», то має місце:

- Забруднення повітря відпрацьованими газами;
- Забруднення води за рахунок викидів відпрацьованої води з цехів, де вода є технологічним інструментом.

Оскільки тема магістерської роботи «Теоретичні дослідження навантажень на елементи колодязного крана», тому нижче розглянемо заходи з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки при експлуатації, ремонті, монтажі даного крана у колодязному цеху ВАТ «Запоріжсталь».

4.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

Розглядається кран кліщовий колодязний, вантажопідйомністю

$Q = 16/20\text{т}$, який використовується для перевантаження зливків зі сталі у колодязному цеху ВАТ «Запоріжсталь», спроектованого за НПАОП 0.00 – 1.01 – 07 «Правила устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів».

Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт відокремлюються за ГОСТ 12.3.009 – 79. Згідно з цим стандартом навантажувально-розвантажувальні роботи слід виконувати механізованим способом за допомогою підйомно-транспортного обладнання згідно з проектами проведення робіт, або іншими нормативно-технічними документами.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт забезпечені знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76. При переміщенні вантажу підйомно-транспортним обладнанням персоналу забороняється знаходитись на вантажі, чи в зоні його можливого падіння. Переміщення вантажу над приміщеннями чи транспортними засобами де знаходяться люди забороняється.

Персонал, задіяний на проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт, забезпечений санітарно побутовими приміщеннями і якісною питною водою.

Легкодоступні рухомі частини механізмів, котрі можуть стати причиною нещасного випадку, закриті металевими огороженнями.

Огородженню підлягають:

- зубчасті, ланцюгові та черв'ячні передачі;
- з'єднувальні муфти, з виступаючими болтами, шпонками, а також всі муфти розташовані поблизу місць проходу обслуговуючого персоналу.

Ходові колеса пристрою оснащені щитками, котрі виключають попадання під колесо сторонніх предметів. Зазор між рейкою та щитком повинен перевищує 10 мм.

Неізолювані частини електрообладнання, що проводять струм, розташовані в місцях можливого дотику до них, є огороженими.

Все електрообладнання, що розташоване на пристрої є заземленим.

4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Всі виробничі приміщення, устаткування, технологічні процеси відповідають вимогам забезпечення здорових і безпечних умов праці. Перелік рівнів концентрації і інших параметрів, що допускаються стандартами (санітарними нормами), небезпечних і шкідливих виробничих чинників, властивих виробничим процесами, містить норми виробничої санітарії, що запобігають виникненню професійних захворювань працівників.

Згідно до ДСП 173 – 96 ВАТ «Запоріжсталь» належить до I класу виробництва та повинна мати санітарно – гігієнічну зону у 1000 метрів.

У кабіні оператора та приміщенні цеху забезпечуються оптимальні параметри мікроклімату згідно ДСН 3.3.6 – 042 – 99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Для приміщення цеху (категорія робіт Пб): температура повітря - 17–19° С для холодного періоду року та 20–22° С для теплого періоду року, забезпечується кондиціонерами (перший клас кондиціонування) та настінними електричними обігрівачами; вологість повітря – 40 – 60%, забезпечується ультразвуковими охолоджувачами; швидкість руху повітря не більше 0.2м/с. Для кабін оператора: температура – 22–24° С, які забезпечуються спеціально налаштованим кондиціонером (другий клас кондиціонування) та електричним обігрівачем; вологість повітря – 40 – 60%, забезпечується ультразвуковим охолоджувачем; швидкість руху повітря не більше 0.1м/с. Чистота повітря забезпечується системою вентиляції з природним побудженням та системою фільтрів.

У приміщенні цеху та кабіні керування крана відповідно до ДБН В.2.5 – 28 – 2006 «Природне та штучне освітлення» забезпечується 2 види виробничого освітлення: природне та штучне. Природне освітлення цеху

забезпечується використанням вікон по обидві сторони цеху. Природне освітлення кабіни забезпечується використанням вікон у 30% площі корпусу кабіни навпроти оператора. Робоче штучне освітлення кабіни забезпечується двома газорозрядними лампами, розташованими під стелею кабіни. Робоче штучне освітлення цеху забезпечується комплексом цехових світильників ЖТУ 21 з лампами типу ДНАТ 250 Вт (натрієві лампи високого тиску), розташованих під стелею цеху у два ряди. Така схема розташування світильників та обраний вид ламп забезпечує світловий потік у 25 лк. Аварійне та евакуаційне освітлення забезпечується лампами розжарювання, які встановлені у найважливіших точках цеху та евакуаційних шляхах. Для аварійного освітлення забезпечується світловий потік у 2лк, для евакуаційного – 0.5лк. Охоронне та чергове освітлення забезпечується рядом галогенових ламп, які забезпечують світловий потік у 0,5лк.

Таблиця 4.1 - Норми освітлюваності робочих місць ДБН В.2.5 – 28 – 2006 «Природне та штучне освітлення»

Характеристика роботи	Розміри об'єкту розрізнення, мм	Розряд зорових робіт	Освітлення загальне
Груба	>5	6	150

Захист від шуму виробничого персоналу забезпечується наступним шляхом: для захисту кабіни керування крана використовується звукоізоляційний матеріал, який є вбудованим у конструкцію кабіни керування; для захисту виробничого персоналу використовуються спеціальні звукопоглинаючі навушники. Для захисту від вібрації кабіна крана обладнана системою демпфування, яка дозволяє знизити рівень вібрації від роботи крана до допустимих значень, та виключити можливість виникнення резонансу від коливань металоконструкції.

З боку дії на навколишнє середовище викиди комбінату підрозділяються на 3 види:

- Викиди відпрацьованих газів у повітря через димоходи;
- Викиди відпрацьованої води;
- Викиди твердих відходів металургійних процесів.

Захист навколишнього середовища від викидів газів забезпечується спеціальною системою газоочистки, яка затримує шкідливі речовини. Захист водних ресурсів від викидів комбінату забезпечується системою фільтрів та очисним комплексом, який знижує рівень зараження відпрацьованої води до рівня граничної допустимої концентрації за кожною зі сполук. Також у системі фільтрації передбачені фільтри, які виводять з відпрацьованої води залишки важких металічних сполук з послідуочим їх виведенням у контейнери та утилізацією.

Зона цеху забезпечена усіма необхідними санітарно побутовими приміщеннями, а саме:

- Гардеробна закритого типу;
- Умивальні (40% розташовані безпосередньо поряд з робочими місцями);
- Туалет (розташований поряд з приміщенням цеху);
- Кімнати для куріння (розташовуються поряд з туалетами);
- Медичний пункт охорони здоров'я.

Розташування цих приміщень відповідає усім нормам СНиП 2.09.04 – 87 «Санитарно – бытовые помещения».

Після проведення аналізу матеріалів, які використовуються при виробництві у цеху було з'ясовано, що колодязний цех належить до категорії Г вибухової, вибухопожежної та пожежної небезпеки згідно СНиП 2.09.02 – 85 «Норми проектування. Виробничі будівлі промислових підприємств».

Відповідно до ДБН В.1.1.7 – 2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва» та категорії виробництва з пожежної безпеки визначаємо, що даний цех належить до II степені вогнестійкості.

У цеху передбачені шляхи евакуації робітників на випадок пожежі. Евакуаційні переходи спроектовані згідно ДБН В.1.1.7 – 2002 без перепадів висот та обладнання, яке не зменшує нормований поперечний перетин переходу. Евакуаційні переходи облаштовані також вогнестійкими рамами, які є перепорою до поширення вогню у переходи. Сходові маршрути спроектовані згідно правил: ширина сходової площадки дорівнює 2.3 метри, що є більше допустимого; ухил сходів визначений як 1:1, що допускається за технічними нормами; ширина сходів дорівнює 0.5 метра, а висота сходику – 0,25 метри. Евакуаційні виходи спроектовані за вимогами правил вищезазначеного ДБН. Цех має 2 евакуаційних виходи, які розташовані з коротких сторін цеху. Ширина та висота просвітів евакуаційних виходів нормується за НД та визначена, як 2,35 та 1.2 метри відповідно. Двері евакуаційних виходів відчиняються у сторону виходу людей з будівлі. Максимальне віддалення від найвіддаленішого робочого місця до евакуаційного виходу – 40 метрів.

4.4 Заходи з пожежної безпеки

Пожежна безпека ділянки забезпечується системами запобігання пожежі і протипожежному захисту, зокрема організаційно-технічними заходами.

Об'єкти мають системи пожежної безпеки, направлені на запобігання дії на людей небезпечних чинників пожежі, зокрема їх вторинних проявів на необхідному рівні.

Необхідний рівень забезпечення пожежної безпеки людей за допомогою вказаних систем підтримується на рівні не менше 0,999999 запобігання дії небезпечних чинників в рік з розрахунку на кожну людину, а допустимий рівень пожежної безпеки для людей не більше 10^{-6} дії небезпечних чинників пожежі, що перевищують гранично допустимі значення, в рік з розрахунку на кожну людину.

Обладнання пристрою, освітлювальні та силові мережі цілком відповідають вимогам пожежної безпеки. Легкозаймисті частини пристрою (кранові канати, електродвигуни) відповідають вітчизняним стандартам

пожежної безпеки. Силові мережі, максимально захищені від можливості загоряння у відповідності до вітчизняних стандартів.

Для виявлення пожежної небезпеки у приміщенні цеху використовується спеціальні системи. У цеху з крановим обладнанням під стелею цеху встановлені уловлювачі диму (прикріплені до стелі на рівні колон). При виявленні пожежного диму датчики уловлювачів посиляють сигнал на систему сигналізації про пожежу. У цеху встановлені пожежні сигналізації (над евакуиходами) та використані масивні сигналізатори цехового планування зі світловим та звуковим оповіщенням.

З огляду на пожежну небезпеку виробництва передбачена наступна система протипожежних заходів: у проекті будівлі передбачено пожежне водопостачання та також встановлені вогнегасники, ящики з піском та пожежні щити. Протипожежний водопровід об'єднується з господарсько-питним або виробничим водопроводом. Вільний натиск в мережі протипожежного водопроводу низького тиску при пожежогасінні складає не менше 10 м. Норма витрати води на внутрішню пожежогасінню приймається з розрахунку двох пожежних струменів продуктивністю не менше 2,5 л/сек кожна. В будівлі встановлено 4 пожежних кранів з рукавами та брансбойтами.

На ділянці цеху прийнято:

- вогнегасник ОП – 4 – 6 шт.;
- ящик з піском 0,5 м – 2шт;
- пожежний щит з лопатою, багром, відром та ін. – 2 шт.

Підходи до вододжерел, місць розташування пожежного інвентаря і устаткування знаходяться в місцях, що забезпечують вільний доступ до них. Заборонено користування відкритим вогнем, куріння.

Види і кількість первинних засобів пожежогасінні визначаються відповідно до фізико-хімічних та електро-хімічних вогнебезпечними властивостями наявних горючих речовин, їх взаємодією з вогнегасними речовинами, розмірами виробничих, службових, адміністративних і інших

приміщень, території і установок. Кількість первинних засобів пожежогасіння необхідно визначати окремо для кожного поверху установки.

На випадок виникнення пожежі, передбачена пожежна сигналізація, що спрацьовує у випадку якщо температура в районі датчика перевищує гранично допустиму. Отже, з метою оперативного реагування на виникнення вогнищ спалаху, датчики розвішені за всією площею приміщення в припотолочній зоні.

4.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях

Розглянемо порядок дій робітників і службовців промислового об'єкта та непрацюючого населення при радіаційних аваріях і радіоактивному зараженні місцевості.

Радіоактивне зараженою може виявитися місцевість не тільки після ядерного вибуху, а й внаслідок аварії на атомній електростанції, на інших об'єктах, що виробляють або використовують розщеплені матеріали.

Характерна особливість радіоактивного зараження місцевості після ядерного вибуху - швидкий спад рівнів радіації через безперервний розпад радіоактивних речовин. Так, через 7 год після вибуху рівень радіації на місцевості зменшується у 10 разів, через добу - приблизно у 40 разів, через 49 годин - у 100 разів. Найдужче спадають рівні радіації у першу добу, яка становить найбільшу небезпеку для людей.

У тих населених пунктах і районах, де виявлено радіоактивне зараження, усі мешканці повинні надягнути респіратори, протипилові тканинні маски, ватно-марлеві пов'язки або протигази, взяти документи, запас їжі і води, медикаменти, предмети першої необхідності й піти до захисної споруди. Цього не було зроблено у Прип'яті, Чорнобилі та в навколишніх населених пунктах після аварії на ЧАЕС у 1986 р. Якщо обставини змусили когось сховатись у квартирі або виробничому приміщенні, потрібно, не гаючи часу, зачинити вікна і двері, завісити їх цупкою тканиною, затулити всі щілини.

Якщо ж люди опинилися в зоні зараження або їм потрібно залишити її, кожна людина повинна прийняти радіозахисний засіб. Складною і дуже відповідальною проблемою в таких умовах є харчування. Готувати їжу найкраще на незараженій території. В разі крайньої потреби можна готувати на відкритій місцевості з рівнем радіації не вищим 1Р/год, а якщо рівень радіації - до 5Р/год, то у наметах. Коли радіація вища за 5Р/год - лише у закритих герметичних і дезактивованих приміщеннях або у захисних спорудах.

Слід пам'ятати, що і після зняття обмежень треба додержувати заходів перестороги, оскільки частина радіоактивних речовин (в основному ізотопи цезію-137 і стронцію-90) надовго залишається на ґрунті, рослинності, у воді, на поверхні будівель. Вони можуть потрапити до організму з їжею і водою. Тому для приготування їжі придатні тільки ті продукти, що зберігалися у погребях, підстилях, холодильниках, кухонних столах, шафах, закритому скляному посуді, були загорнуті в пилонепроникні матеріали.

Щоб запобігти масовому радіаційному опроміненню (чи хоча б знизити його дози до допустимих норм), штаби ЦО у цих зонах запроваджують режими радіаційного захисту, тобто визначають час безперервного перебування людей у захисних спорудах, тривалість перебування у будинках і на відкритій місцевості. Якщо підприємство і в цих умовах продовжує свою діяльність, то для кожного цеху встановлюється час роботи, час відпочинку в захисних спорудах або житлових приміщеннях. Вибір режиму залежить від рівнів радіації, захисних властивостей сховищ, наявності протирадіаційних укриттів та інших умов.

Нині розроблено і рекомендовано вісім типових режимів захисту для різних категорій населення: режими 1-3 - для непрацюючого населення, режими 4-7 - для робітників і службовців, режим 8 - для особового складу невоєнізованих формувань.

Кожний режим радіаційного захисту ділиться на три етапи: перший - перебування у захисних спорудах; другий - перебування у захисних спорудах

і будинках; третій - перебування у приміщеннях та обмежений час перебування на відкритій місцевості.

Передбачені в колодязному цеху ВАТ «Запоріжсталь» заходи з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки відповідають вимогам ГОСТ, ДБН, ДСН, СНиП та інших нормативних документів, а також забезпечують безпечні та комфортні умови праці персоналу.

Передбачені заходи з цивільної оборони забезпечують стійку роботу промислового об'єкта при виникненні радіаційної аварії та ради активному зараженні місцевості, а також безпеку персоналу в умовах надзвичайної ситуації.

ВИСНОВОК

1. Розроблено метод визначення динамічних переміщень та напружень в металоконструкції крана з жорстким підвісом вантажу при наїзді нижнього кінця підвісу на упор, що дозволяє враховувати відрив коліс вантажного візка від рейки.

2. Показана можливість відриву коліс вантажного візка від рейки при наїзді крана на буферні упори. Дано рекомендації по створенню буферних пристроїв, що дозволяють виключити сход візка з рейки.

3. Досліджено вплив різних способів гальмування на динамічні напруги в балках моста і довговічність металоконструкції.

4. Досліджено вплив випадкових нерівностей підкранових колій у вертикальній площині на динамічні напруги в балках моста і довговічність металоконструкції. Встановлено найбільш небезпечний випадок розподілу нерівностей.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Назаренко І. І., Свідерський А. Т., Заліско І. І. та ін. Огляд сучасної вантажопідійомної техніки // Теорія і практика будівництва. – Київ : КНУБА, 2010. – Вип. 6. – С. 2–15.
2. Пічугін С. Ф., Швадченко Є. А. Технологія виробництва і кранові навантаження на будівельні конструкції // Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури. – Одеса : Місто майстрів, 2014. – Вип. 53. – С. 297–301.
3. ДБН В.2.6-198:2014. Сталеві конструкції. Норми проектування. – Київ : Мінрегіон України, 2014.
4. ДСТУ EN 1993-1-1:2010. Єврокод 3. Проектування сталевих конструкцій. Частина 1-1. Загальні правила і правила для будівель. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2011.
5. ДСТУ ISO 4301-1:2014. Крани вантажопідіймальні. Класифікація режимів роботи. Частина 1. Загальні положення. – Київ : Мінекономрозвитку України, 2015.
6. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун Г. В., Крушельницький В. В. Динаміка мостових і козлових кранів : монографія. – Київ : НУБіП України, 2021.
7. Григоров О. В., Смілий О. Р. Прогнозування залишкового ресурсу металоконструкції мостового крану // Матеріали Х Міжнародної науково-практичної конференції магістрантів. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – С. 113–114.
8. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. НПАОП 0.00-1.80-18. – Київ : Держпраці України, 2018.
9. Ляшенко В. Ю., Лапін Д. А., Гнатенко Г. О. Дослідження оптимізації металоконструкцій мостових кранів // Information technologies: science, engineering, technology, education, health : матеріали конф. MicroCAD-2020. – Харків : Планета-Прінт, 2020. – С. 132.
10. Смілий О. Р., Григоров О. В. Визначення залишкового ресурсу металоконструкції мостового крану // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD-2016). – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – Ч. 1. – С. 158.

- 11.Шепітько К. О. Проектування металоконструкції головної балки мостового крана вантажопідйомністю 10 т. Частина II. Розрахунок металоконструкції трьохплощинного мосту : дипломний проєкт. – Харків : ХНАДУ, 2021. – 61 с.
- 12.ДСТУ EN 13001-2:2018. Крани вантажопідіймальні. Загальний розрахунок. Частина 2. Навантаження. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018.
- 13.ДСТУ EN 13001-3-1:2018. Крани вантажопідіймальні. Загальний розрахунок. Частина 3-1. Граничні стани та перевірка міцності сталевих конструкцій. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018.
- 14.Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Аналіз динамічних навантажень мостових кранів при аварійних режимах роботи // Вісник НУБіП України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – Київ, 2019. – № 297. – С. 145–152.
- 15.Гнатенко Г. О., Лапін Д. А. Оцінювання напружено-деформованого стану металоконструкцій мостових кранів // Підйомно-транспортна техніка. – Харків, 2018. – № 3. – С. 21–28.
- 16.Пічугін С. Ф. Вплив нерівностей підкранових колій на роботу мостових кранів // Будівельні конструкції. – Полтава, 2017. – Вип. 84. – С. 112–118.
- 17.Болотін В. В. Прогнозування ресурсу машин та конструкцій : навч. посіб. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2013. – 280 с.
- 18.Григоров О. В., Аніщенко Г. О. Втомна міцність металоконструкцій вантажопідіймальних машин : монографія. – Харків : НТУ «ХП», 2012. – 304 с.
- 19.Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С. Дослідження ударних навантажень у мостових кранах // Machinery & Energetics. – Київ, 2020. – Vol. 11, № 2. – С. 45–53.
- 20.Гнатенко Г. О., Ляшенко В. Ю. Аналіз впливу положення вантажного візка на напружений стан мостового крана // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків, 2021. – Вип. 95. – С. 67–74.