

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування факультету)

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

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему: Лінії впливу для систем із змінною статичною визначеністю
(назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи М-312м

Спеціальності 133 - Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

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

ДЕМЧЕНКО С.В.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник доц. МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент _____

(ПРІЗВИЩЕ та ініціали)

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний

Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти Магістр

Спеціальність 133 - Галузеве машинобудування

(код і найменування)

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

(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.**

« 14 » _____ 10 _____ 20 23 року

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

ДЕМЧЕНКО Сергій Васильович

(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Лінії впливу для систем із змінною статичною визначеністю.
керівник проєкту (роботи) доц. МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.,

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 11 » _____ 10 _____ 2023 року № 387

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 15.12.2023р.

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) раціональність схемних-конструктивних рішень складових кранових мостів за шарнірним з'єднанням для зниження реактивних навантажень, раціональна конструкція коробчастого кранового моста, вплив поперечної жорсткості мосту на розподіл енергії деформації і накопичення втомних пошкоджень, ходові якості крана, лінії впливу в залежності від статичної змінності

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

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
2	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
3	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
4	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
5	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		
6	МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович доцент		

7. Дата видачі завдання «_11_» _____10_____20_23_року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Загальна частина	16.10.2023р	
2	Рациональність схемних-конструктивних рішень складових кранових мостів за шарнірним з'єднанням для зниження реактивних навантажень	23.10.2023р	
3	Рациональна конструкція коробчастого кранового моста	30.10.2023р	
4	Вплив поперечної жорсткості мосту на розподіл енергії деформації і накопичення втомних пошкоджень	22.09.2023р	
5	Ходові якості крана	06.11.2023р	
6	Лінії впливу в залежності від статичної змінності	13.11.2023р	
7	Оформлення креслення	27.11.2023р	
8	Оформлення пояснювальної записки	05.12.2023р	

Студент(ка)

_____ Сергій ДЕМЧЕНКО
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи)

_____ Леонід МАРТОВИЦЬКИЙ
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 84 с., таблиць 1, рисунків 37,джерел 21.

Мета роботи – Дослідження ліній впливу для систем із змінною статичною визначеністю

У проекті проаналізовані і вирішені такі задачі:

1. Раціональність схемних-конструктивних рішень складових кранових мостів за шарнірним з'єднанням для зниження реактивних навантажень;
2. Раціональна конструкція коробчастого кранового моста;
3. Вплив поперечної жорсткості мосту на розподіл енергії деформації і накопичення втомних пошкоджень;
4. Ходові якості крана;
5. Лінії впливу в залежності від статичної змінності

Ключові слова: КРАН, ЛІНІЇ ВПЛИВУ, МІСТ, СЧЛЕНУВАННЯ, ПЕРЕСУВАННЯ, НАПРУЖЕННЯ, КОЛЕСО-РЕЙКА, БАЛКА, ТЯГА, НАПІВМІСТ

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 РАЦІОНАЛЬНІСТЬ СХЕМНИХ-КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ СКЛАДОВИХ КРАНОВИХ МОСТІВ ЗА ШАРНІРНИМ З'ЄДНАННЯМ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ РЕАКТИВНИХ НАВАНТАЖЕНЬ.....	9
1.1 Методика складання структурної схеми шарнірно зчленованих кранових мостів для перевірки їх статичної визначеності.....	11
1.2 Варіант 1.....	12
1.3 Варіант 2.....	17
1.4 Варіант 3.....	23
1.5 Варіант 4.....	26
1.6 Варіант 5.....	27
1.7 Варіант 6.....	30
1.8 Висновки по розділу.....	32
2 РАЦІОНАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ КОРОБЧАСТОГО КРАНОВОГО МОСТА.....	34
3 ВПЛИВ ПОПЕРЕЧНОЇ ЖОРСТКОСТІ МОСТУ НА РОЗПОДІЛ ЕНЕРГІЇ ДЕФОРМАЦІЇ І НАКОПИЧЕННЯ ВТОМНИХ ПОШКОДЖЕНЬ	42
3.1 Вплив точності установки коліс на рух крана.....	52
3.2 Висновки по розділу.....	58
4 ХОДОВІ ЯКОСТІ КРАНА.....	60
4.1 Поперечні навантаження при русі кранів з шарнірним з'єднанням мостів в залежності від місця установки приводу.....	60
4.2 Аналіз конструктивних методів зменшення навантажень на міст крана, що застосовуються на практиці.....	64
4.3 Причини появи вібраційних навантажень в кранах.....	69
4.4 Висновки по розділу.....	73
5 ЛІНІЇ ВПЛИВУ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД СТАТИЧНОЇ ЗМІННОСТІ.....	75
ВИСНОВОК.....	80
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	83

ВСТУП

Конструкції спеціальних мостових кранів різноманітні. Ці крани можуть поступально переміщатися по крановим рейкам або обертаються навколо вертикальної осі.

Мостові крани бувають з коробчатими, суцільностінчатими головними балками, з гратчастими головними і допоміжними балками. Найбільш поширені мостові крани з коробчатими головними балками. Конструкція такий кранів складається з балочного або фермового моста, що спирається на поперечні кінцеві балки, в яких закріплені ходові колеса, що приводяться в обертання механізмом пересування крана. Міст переміщається по підкранових колій (уздовж цеху), укладеним на підкранові балки, що спираються на колони будівлі.

Мостові крани застосовуються на складах і заводах і є важливою складської і навантажувальної технікою. У різних країнах і регіонах є свої особливості.

Пласко-просторові рами металоконструкцій мостових кранів розглядаються як здатні за повний цикл роботи змінювати свою статичну визначеність та опорну конфігурацію, що є причиною завантаження поясів головних балок знакозмінними напруженнями, які впливають на втому металу.

В практиці проектування і експлуатації металоконструкцій вантажопідйомних кранів існують випадки, коли конструкція протягом одного робочого циклу може змінювати характер своєї статичної визначеності.

Так поведуть себе мости двобалкових мостових кранів, чотирьохопорні вантажні візки, портали козлових баштових і порталних кранів, тобто конструкції, які завантажуються рухомими силами. Мости мають чотирьохточкове опирання крана (чотири опорно-ходових колеса) на підкранові рейки. Таку ж чотирьохточкову опорну конфігурацію мають рамні

металоконструкції вантажних візків більшості двобалкових мостових, козлових, стрілових і інших вантажопідйомних кранів. Із класичної механіки відомо, що чотири точки опирання для пласкої системи призводять до статичної невизначеності, а для статичної визначеності системи достатньо трьох опорних точок. Таким чином, всі металоконструкції вантажопідйомних кранів мостових, козлових, порталних, баштових і інших кранів є один раз статично-невизначеними.

Металоконструкції в процесі експлуатації завантажуються візками з вантажем, що рухаються вздовж прогонів та на вильотах консолей кранів. Тобто, несучі елементи металоконструкцій завантажуються стаціонарними та рухомими навантаженнями. Проектувальні розрахунки в таких випадках слід проводити за допомогою ліній впливу.

Існують лінії впливу реакцій опор, перерізуючих сил, згинальних моментів, переміщень для балок, внутрішніх зусиль в стержнях ферм. Лінія впливу – це графічний закон зміни внутрішнього силового фактору в залежності від положення одиночного рухомого навантаження. Лінії впливу, як основний інструмент інженерного розрахунку, широко використовується при проектуванні металоконструкцій вантажопідйомних кранів мостів, машин безперервного транспорту, тощо. Для балок, елементів рам, стержнів ферм, які не змінюють в процесі експлуатації свою статичну визначеність, в сучасній інженерній практиці лінії впливу добре вивчені .

В процесі експлуатації чотирьохопорна жорстка металоконструкція, яка є основою мостового, козлового і інших вантажопідйомних кранів кожен мить перебуває фактично у стані трьохопорної, тобто статично-визначеної структури.

1 РАЦІОНАЛЬНІСТЬ СХЕМНИХ-КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ СКЛАДОВИХ КРАНОВИХ МОСТІВ ЗА ШАРНІРНИМ З'ЄДНАННЯМ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ РЕАКТИВНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

У цьому розділі виконано дослідження раціональності схемно-конструктивних рішень найбільш типових, складових кранових мостів. Проблема полягає в наступному, деякі типи кранів мають міст, що складається з окремого 4-х опорного моста, до якого прикріплюється ще 2-х опорний напівміст або один-два 4-х опорних моста, подібна конструкція «не вписується в шлях» при русі крана по нерівній основі.

Силове взаємодія такого крана з підкрановими шляхами призводить до появи великого розмаху вертикальних і горизонтальних реакцій в контактах колесо-рейка, а в підсумку, до розмаху зусиль у всій системі кран-підкранова естакада.

Для усунення цього недоліку окремі мости з'єднуються в єдину систему зв'язками, мають різного типу шарнірні з'єднання.

Якщо ми, застосувавши різні способи, кожен окремий міст виконаємо статично визначним, то складова конструкція так само повинна бути статично визначною. Теоретично забезпечення та перевірка статичної визначеності такого просторового виробу виконується за допомогою залежності запропонованої А.П. Малишевим [2].

$$W-6n-5P_5-4P_4-3P_3-2P_2-1P_1$$

Застосування якої розглянуто в підрозділі 1.1. Ця формула дозволяє для кожного механізму підібрати необхідну структурну схему і виявити, при певних умовах, «надлишкового зв'язку», а в підсумку - розібратися в придатності його використання на практиці.

З метою розробки структурних схем нижче виконані дослідження, які дозволяють визначати надлишкові зв'язку складових кранових мостів з

шарнірними зчленуваннями і встановити їх статичну визначність при русі по нерівній основі

Детально викладено методику проведення аналізу їх рухливості і вибору класу необхідних кінематичних з'єднань [1,2,3,4].

При структурному аналізі 4-х опорних кранових мостів приймаємо, що міст дуже жорсткий і спирається на рейки в 3-х точках, це означає що, при русі по нерівній основі одна з 4-х опор буде підніматися (кінематична пара розмикається) і кожна опора - кінематична пара 1-го класу

Жорсткий міст є одно ланковим, трьохопорним механізмом, який має: рухомості на нерівній підставі: переміщення уздовж осей ОХ і ОУ, обертання щодо ОZ. Всі шарнірно-зчленовані мости уявімо ланцюговим, багатоланковим механізмом, тобто статично визначної кінематичної ланцюгом, яка складається з 2-х (або більше) послідовно з'єднаних двома паралельними зв'язками, статично визначених механізмів, може пересуватися по загальному нерівного основі без розмикання опорних кінематичних пар, що пов'язують її з повним правом.

Такий механізм має такі властивості:

1. Рухливість механізму, без урахування надлишкових зв'язків, по структурній формулі $W = 3$.

2 При з'єднанні ланок ланцюга паралельними кінематичними парами (або з'єднаннями) з'являються надлишкові зв'язку. Кількість надлишкових зв'язків буде дорівнює числу зв'язків однієї (з двох) кінематичної пари (або з'єднання) і теоретична величина W , визначена за структурною формулою буде менше на цю Величину, хоча фактична рухливість механізму не знижується.

3. Три рухливості ($W = 3$) забезпечують можливість переміщення механізму уздовж осей ОХ і ОУ і його обертання щодо осі ОZ без розмикання кінематичних пар, якими він з'єднується з нерівним підставою.

4. Кожна ланка механізму може мати на підставі не більше 3-х опорних кінематичних пар 1-го класу.

5. Дві суміжних ланки ланцюга утворюють єдиний, статично визначений механізм, в разі з'єднання їх кінематичними парами (або зв'язками), що допускають взаємне переміщення уздовж осі OZ і обертання щодо осей OY і OX .

З урахуванням викладеного вище проведемо дослідження найбільш характерних конструктивних схем зварних мостів з шарнірними зчленуваннями, що застосовуються в крановому будівництві.

1.1 Методика складання структурної схеми шарнірно зчленованих кранових мостів для перевірки їх статичної визначеності

Включає в себе три основних питання:
забезпечення статичної визначеності 4-х опорного моста;
забезпечення статичної визначеності складеного шарнірно - зчленованого моста, що складається з 2-х опорного на пів моста і 4-х опорного моста;
забезпечення статичної визначеності складеного, шарнірно - зчленованого моста, що складається з 2-х або більше 4-х опорних мостів.
Складання структурної схеми розглянемо на прикладі сполуки 2-х мостів.

1.2 Варіант 1

З'єднання 2-х мостів двома паралельними парами 3-го класу (типу III_3)
(рис.1.1.)

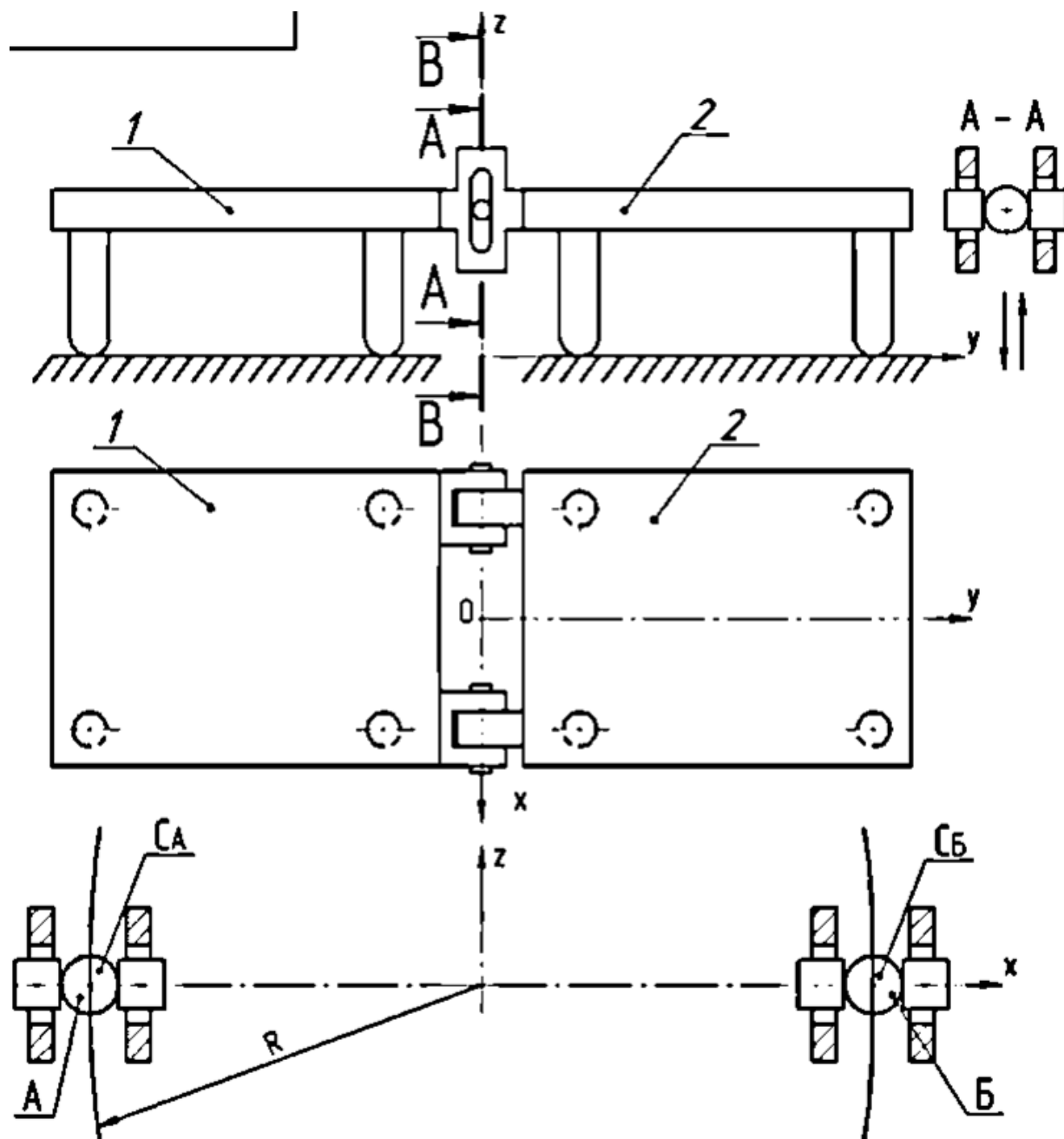


Рисунок 1.1. Схема зчленування 2-х мостів двома паралельними кінематичними парами 3-го класу, типу III_3 (варіант 1), $W = 0$; переміщення двох кінематичних пар 3-го класу, встановлених паралельно, при взаємному повороті мостів.

1. Реальний просторовий механізм необхідно представити його «прототипом», тобто конструкцією, в якій ті ж ланки мають мінімально можливу кількість з'єднують їх зв'язків, але ще зберігає притаманну їй рухливість.

Теоретично правильно такий зв'язок двох ланок уявити як показано на мал. 3.2., В цьому випадку механізм не має надлишкових зв'язків. Надлишковими називають такі зв'язки, усунення яких не збільшує рухливість механізму.

2. Визначаємо рухливість по структурній формулі А.П. Малишева [2,3] механізму без надлишкових зв'язків (прототипу), отримаємо його справжню рухливість, яка повинна бути рівною, $W_1 = 3$.

$$W_1 = 6n - 3P_3 - 1 \cdot P_1 = 6 \cdot 2 - 3 \cdot 1 - 1 \cdot 6 = 3 \quad (1.1.)$$

Де $n = 2$ - число ланок механізму;

$P_3 = 1$ - число кінематичних пар 3-го класу;

$P_1 = 6$ - число кінематичних пар 1-го класу.

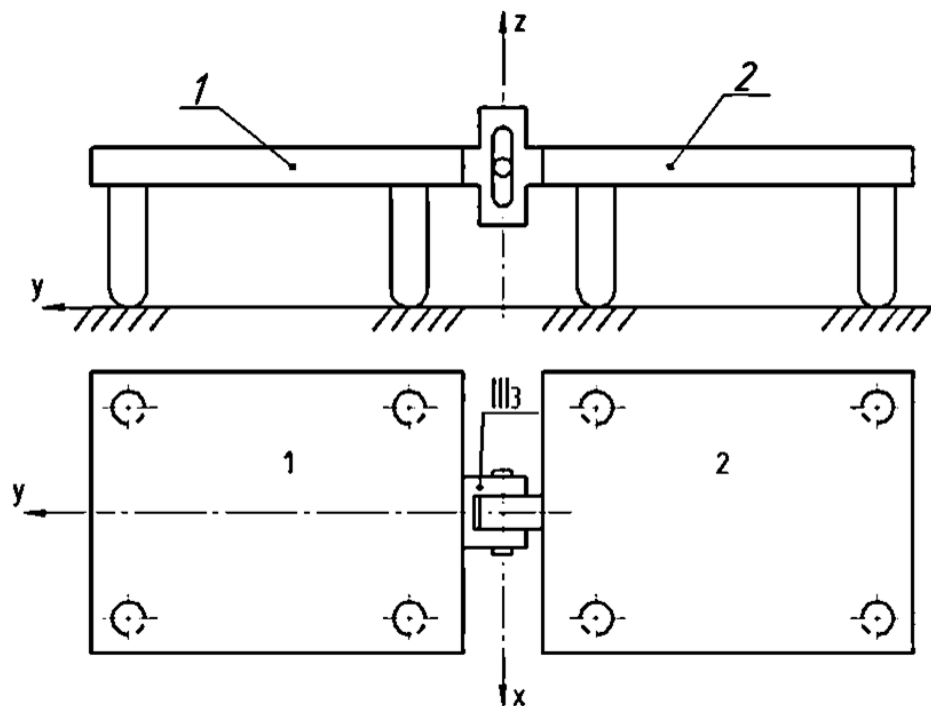


Рисунок 1.2. Схема зчленування 2-х мостів однієї кінематичної парою типу III_3 $W_1 = 3$

Механізм має 3 рухливості: переміщення по осях ОХ і ОУ, обертання щодо ОZ, тобто статично визначена система на нерівній плоскій підставі.

3. Виробляємо оцінку можливого впливу надлишкових зв'язків на рухливість моста, які з'являються при зчленуванні ланок паралельно поставленими кінематичними сполуками.

В реальних умовах така конструкція (див. Рис. 1.2.) Не забезпечить незмінність положення ланки 1 відносно ланки 2, тобто жорсткості і міцності конструкції в площині ХОУ, тому встановлюють дві паралельні пари, що з'єднують мости (ланки 1 і 2) за кінцеві балки (див. Рис. 1.1.)

Відомо [2], що при паралельному з'єднанні ланок кінематичними парами, підсумовуються зв'язки, тому рухливість механізму в цьому випадку певна по залежності (1.1.) Буде на 3 одиниці менше, тому що вносимо три надлишкових зв'язки $W_1 = 6n - 3P_3 - P_1 = 6 \cdot 2 - 3 \cdot 2 - 16 = 0$, рухливість механізму дорівнює нулю і теоретично він непрацездатний. Ця обставина пояснюється наступним чином. Наїзд будь опори ланки 1 або 2 на піднесення або западину викликає їх відносний поворот (рис. 1.1., а) навколо осі У-У по колу радіуса R. В межах кожної кінематичної пари елементів А і Б допускається поступальне переміщення уздовж осі ОZ, поворот щодо осі Х-Х і вертіння щодо осей, що проходять через центри СА і СБ (нормальних до площини креслення), а поворот елементів А і Б щодо центра О заборонений, тому механізм в цілому має нульову рухливість. Насправді, наявність зазору між напрямними елементами А і Б, велика відстань між А і Б (10,5 ... 34,5 м), при досить малих переміщеннях уздовж осі ОZ (0 ... 15 мм по нормам допуску на точність укладання рейок по висоті, а фактично до 90 мм) допускає їх взаємне переміщення, забезпечуючи рухливість зчленування при русі крана по нерівним шляхах.

І так маємо три рухливості, що забезпечують статичну визначність шарнірно зчленованого моста. Обертання щодо осі ОУ - умовне, за рахунок зазорів.

З'єднання 2-х ланок двома кінематичними парами 3-го класу представимо у вигляді однієї плоскої зв'язки - кінематичної пари 3-го класу (типу III''_4), показаної на (рис. 1.3.) отримаємо

$$W''_1 = 6n - 3P_3 - 1P = 6 \cdot 2 - 3 \cdot 1 - 1 \cdot 6 = 3,$$

результат аналогічний W_1 тому в цьому випадку усуваються надлишкові зв'язки.

Зауваження. Доцільно забезпечити статичну визначність обпирання кожного моста (ланки 1 і 2) на рейковий шлях зменшенням жорсткості при крученні кінцевих і головних балок.

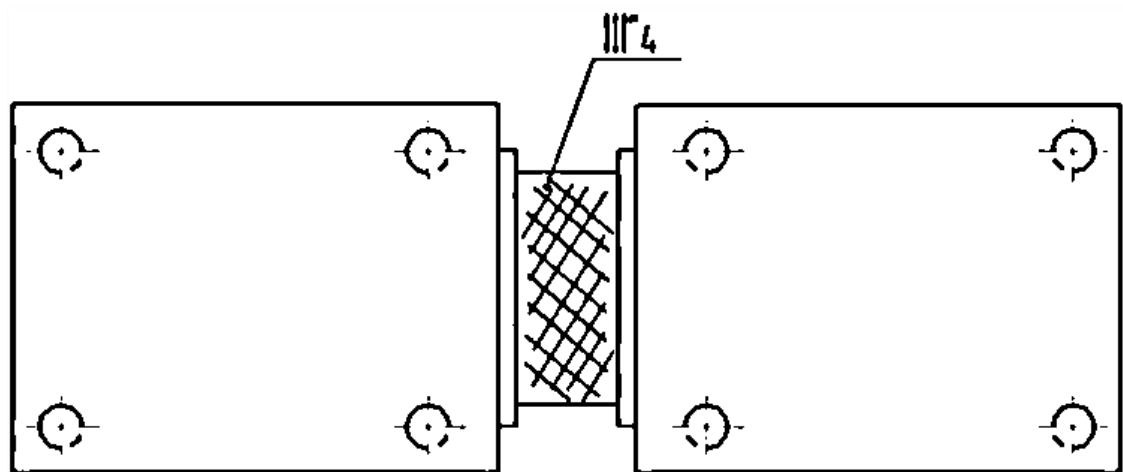


Рисунок 1.3. Схема зчленування 2-х мостів однією кінематичною парою типу III''_4 $W''_1 = 3$

Розглянемо можливий варіант зчленування 2-х опорного на пів моста з 4-х опорним мостом (рис. 1.5.).

Підбираємо теоретичний прототип необхідного з'єднання, який в цьому випадку повинен забезпечити тільки два взаємних переміщення між напівмостом і мостом: обертання щодо осей OX і OY . Таким сполученням буде кінематична пара типу V_2 (див. Рис. 1.4.) З консоллю з відкритого профілю: Визначимо рухливість механізму

$$W = 6n - 5P_5 - 1P_1 = 6 \cdot 2 - 5 \cdot 1 - 1 \cdot 5 = 2,$$

в цьому випадку одна кінематична пара 1-го класу на пів моста при русі по нерівній підставі може розмикатися. Відкритий профіль тяги ланки 1

забезпечує низьку жорсткість при відносному обертанні ланок 1 і 2 навколо осі ОУ, тому можемо прийняти $W = 3$.

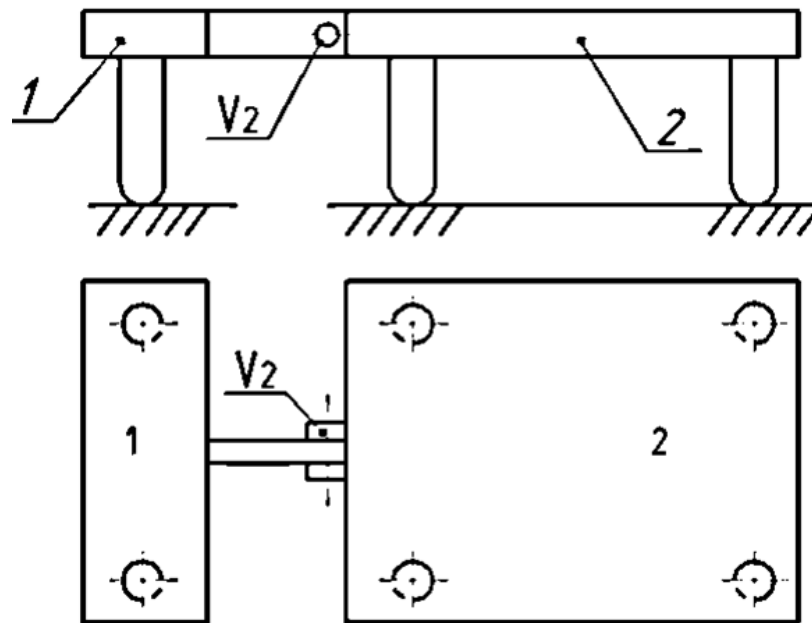


Рисунок 1.4. Схема зчленування на пів моста і моста двома кінематичними парами V_2 , $W = 3$

Щоб отримати працездатний зчленування ланок потрібно встановити два таких з'єднання на кожен кінцевий балці (рис. 1.5.).

Визначимо рухливість отриманого механізму,

$$W = 6n - 5P_5 - 1P_1 = 6 \cdot 2 - 5 \cdot 2 - 1 \cdot 5 = -3.$$

Установка другої паралельної кінематичної пари типу V_2 внесла в структурну форму п'ять надлишкових зв'язків.

Якщо додати одну рухливість - податливість другої консолі при крученні і відняти надлишкові зв'язку від паралельної установки кінематичної пари 5-го класу, то отримаємо працездатний механізм.

$W_1 = W' + 1 - 1 - 5P_5 = -3 + 1 - (-5 \cdot 1) = 3$. Можливі варіанти зчленування двох 4-х опорних мостів. Підбираємо теоретичний прототип необхідного з'єднання, який повинен забезпечити три взаємних переміщення: обертання щодо осей ОХ і ОУ, переміщення по осі ОZ. Для зчленування мостів можна використовувати з'єднання варіант 1 (див. мал.

1.1.), варіант 2 (див. рис. 1.6.), але з тягами з елементів відкритого профілю (двотавра або швелер) або варіант 6 (див. Рис.1.18.).

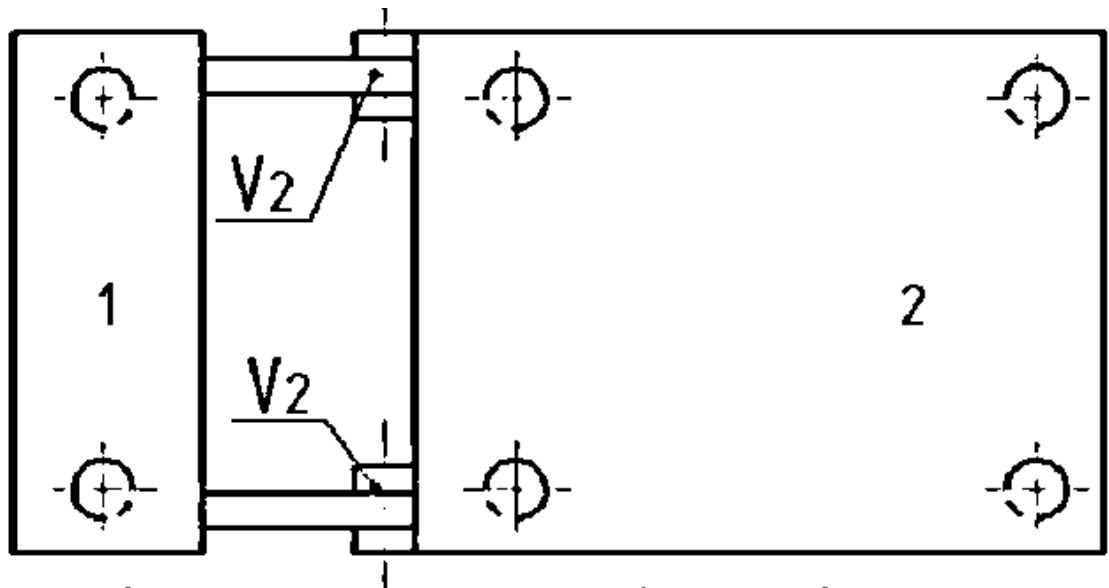


Рисунок 1.5. Схема зчленування на пів моста і моста двома кінематичними парами типу V_2 , $W = 3$.

1.3 Варіант 2

Зчленування 2-х мостів двома паралельними коробчастими тягами з циліндричними шарнірами на кінцях, пари, 5-го класу (тип V_2), тобто за допомогою кінематичних з'єднань (рис. 1.6.). Щоб зробити правильні висновки в результаті аналізу, проводимо його в наступній послідовності.

1. Шукаємо прототип, який з позицій теорії структурного аналізу повністю відповідає нашому механізму і є статично визначної конструкцією. Такий механізм представлений на рис. 1.7., Він має кінематичне з'єднання, що складається з 2 ланок (3 і 4). Ланка 3 має дві кінематичні пари 5-го класу (тип V_2), а ланка 4 має кінематичну пару 5-го класу (тип V_2), загальну з ланкою 2 і пару 5-го класу (тип V_2) загальну з ланкою 3.

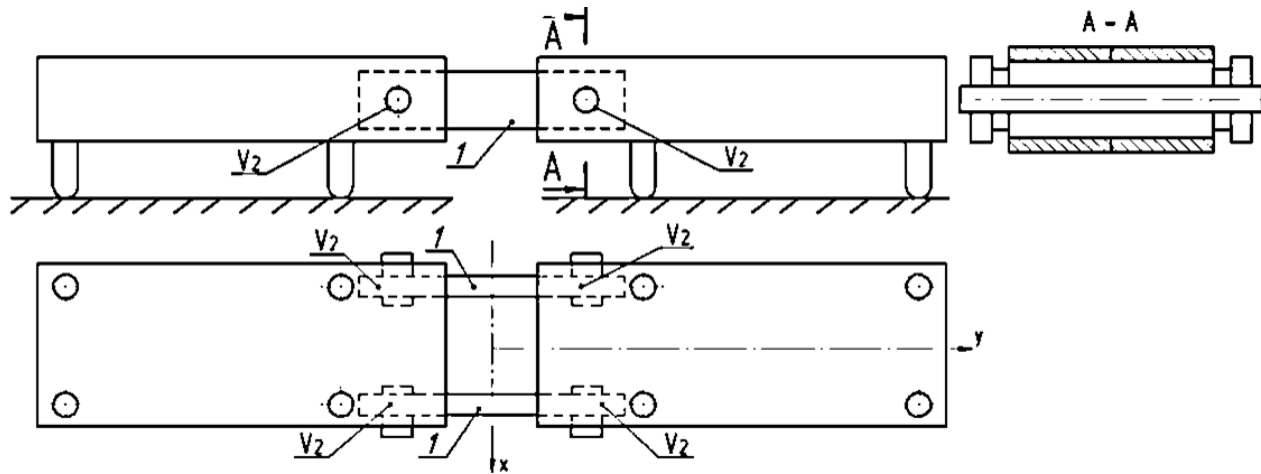


Рисунок 1.6. Схема зчленування мостів двома тягами (1) і кінематичними парами типу V_2 (варіант 2).

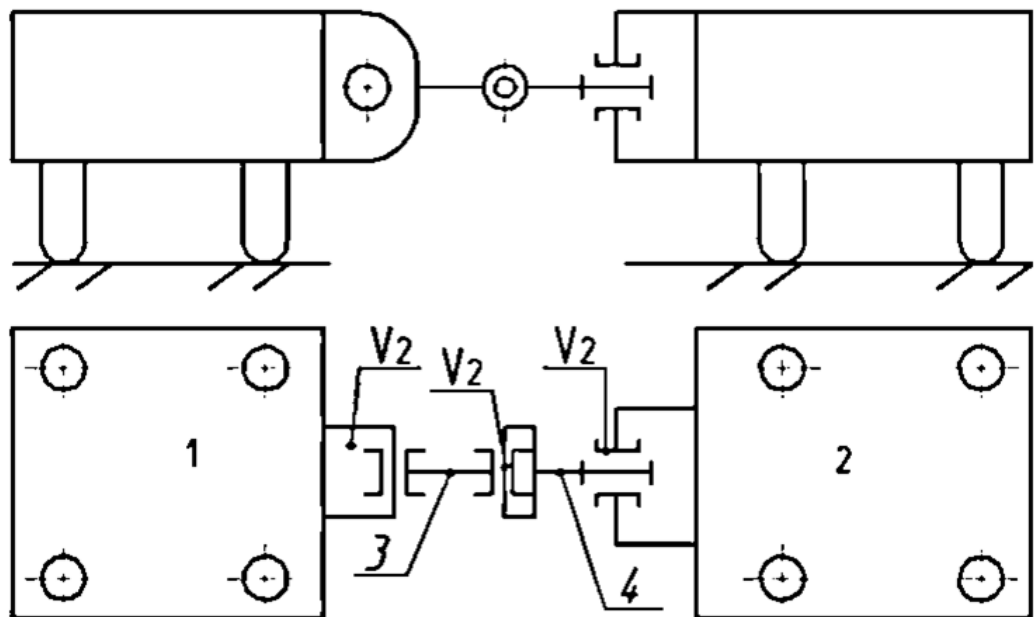


Рисунок 1.7. Схема зчленування 2-х мостів кінематичним з'єднанням з ланок 3 і 4 і трьох кінематичних пар типу V_2 , $W_2 = 3$.

Таке кінематичне з'єднання забезпечує взаємне переміщення ланки 1 відносно ланки 2 по осі OZ , обертання щодо осі OY і OX .

$$W_2 = 6n - 5P_5 - 1P_1 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 3 - 1 \cdot 6 = 3$$

Отже, механізм - прототип має три рухливості: переміщення на нерівному підставі уздовж осей OX і OY , а також обертання щодо осі OZ , і є статично визначної конструкцією.

Однак, такий механізм в реальних умовах експлуатації не здатний забезпечити незмінність положення ланки 1 відносно ланки 2 в площині ХОУ, особливо в напрямку осі ОХ.

2. Тому намагаємося виконати це з'єднання у вигляді однієї коробчастої балки з двома кінематичними парами 5-го класу (типу V_2) на її кінцях (рис. 1.8). Рухливість механізму $W_2' = 6n - 5P_5 - 1P_1 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 1 \cdot 6 = 2$. Теоретично механізм має 2 рухливості (одну зайву зв'язок) і не працездатний, так як не допускає обертання щодо осі ОУ.

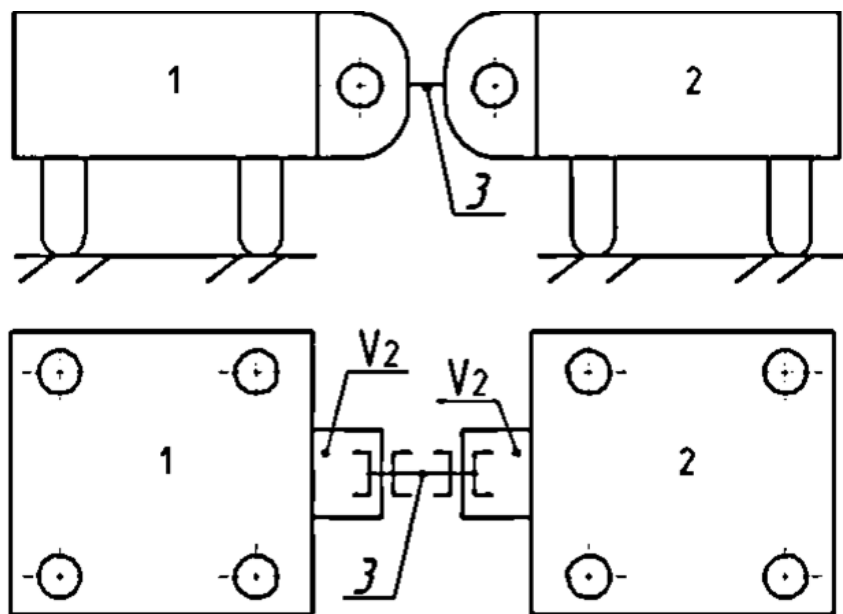


Рисунок 1.8. Схема зчленування 2-х мостів кінематичним з'єднанням з ланки 3 і двома кінематичними парами типу V_2 , $W_2' = 3$.

Насправді взаємний поворот мостів щодо осі ОУ забезпечується за рахунок зазорів між осями і отворами в проушинах, контактних і згинально-крутильних деформацій елементів балки і осей.

Недолік конструкції - як і в попередньому випадку - не забезпечує незмінність до положення ланки 1 відносно 2 в площині ХОУ.

3. Для надійного скріплення мостів при роботі крана на практиці встановлюють дві паралельні коробчасті балки (рис.1.9.), які забезпечують високу міцність і жорсткість конструкції в напрямку осі ОХ.

В цьому випадку, при установці другої паралельної балки (кінематичне з'єднання IV класу - має чотири структурних зв'язки), в структурну формулу при обчисленні рухливості механізму привносять чотири надлишкових зв'язку, тому теоретична рухливість механізму, в порівнянні з попереднім випадком, виходить на чотири одиниці менше.

$$W_2'' = 6n - 5P_5 - 1P_1 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 4 - 1 \cdot 6 = -2.$$

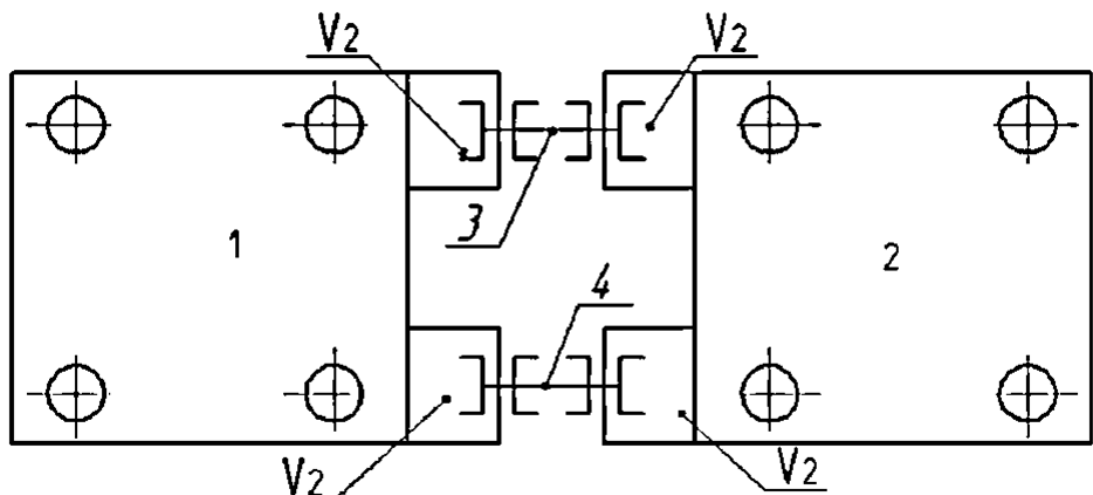


Рисунок 1.9. Схема зчленування 2-х мостів кінематичним з'єднанням з ланок 3 і 4 і чотирьох кінематичних пар типу V_2 , $W_2'' = -2$.

Теоретично механізм має дві зайві зв'язки і непрацездатний, але, як було сказано вище, взаємний поворот мостів щодо осі ОУ забезпечується за рахунок зазорів і т.д.

Таке зчленування мостів менш раціональне і надійне, ніж наведене на рис. 1.1., Так як реакції в кінематичних парах, зусилля в елементах зв'язків будуть більше і втомні пошкодження у вузлах зчленувань з'являться значно раніше.

Доцільно замість тяг замкнутого профілю використовувати ланки з відкритим профілем поперечного перерізу типу двотавра, що має високу згинальну жорсткість в площині ХОУ і дуже низьку жорсткість при крученні щодо осі ОУ.

З'єднання 2-х мостів двома двотавровими тягами можна представити у вигляді однієї плоскої зв'язки, що представляє кінематичну пару 3-го класу (тип III_4'') (рис. 1.10.).

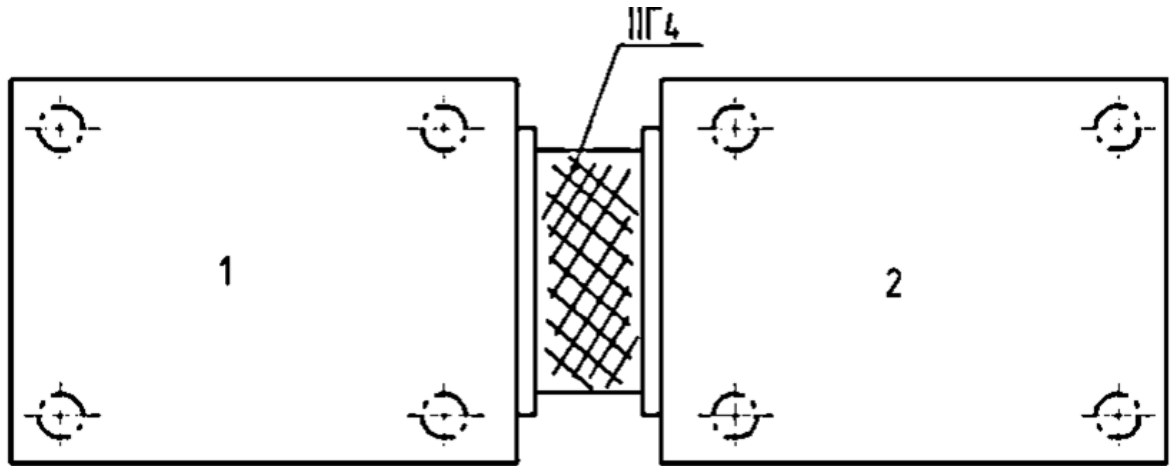


Рисунок 1.10. Схема зчленування 2-х мостів плоскою зв'язкою, кінематична пара типу III_4'' , $W_2''' = 3$.

Отримаємо:

$$W_2'' = 6n - 3P_3 - P_1 = 6 \cdot 2 - 3 \cdot 1 - 1 \cdot 6 = 3.$$

Результат як для W_2 , так як в цьому випадку усуваються надлишкові зв'язки.

Зауваження.

1. Доцільно забезпечити статичну визначність обпирання мостів (ланки 1 і 2) на рейковий шлях для 4-х опорного варіанту, зменшенням жорсткості кінцевих балок при крученні або застосуванням «розрізних мостів».

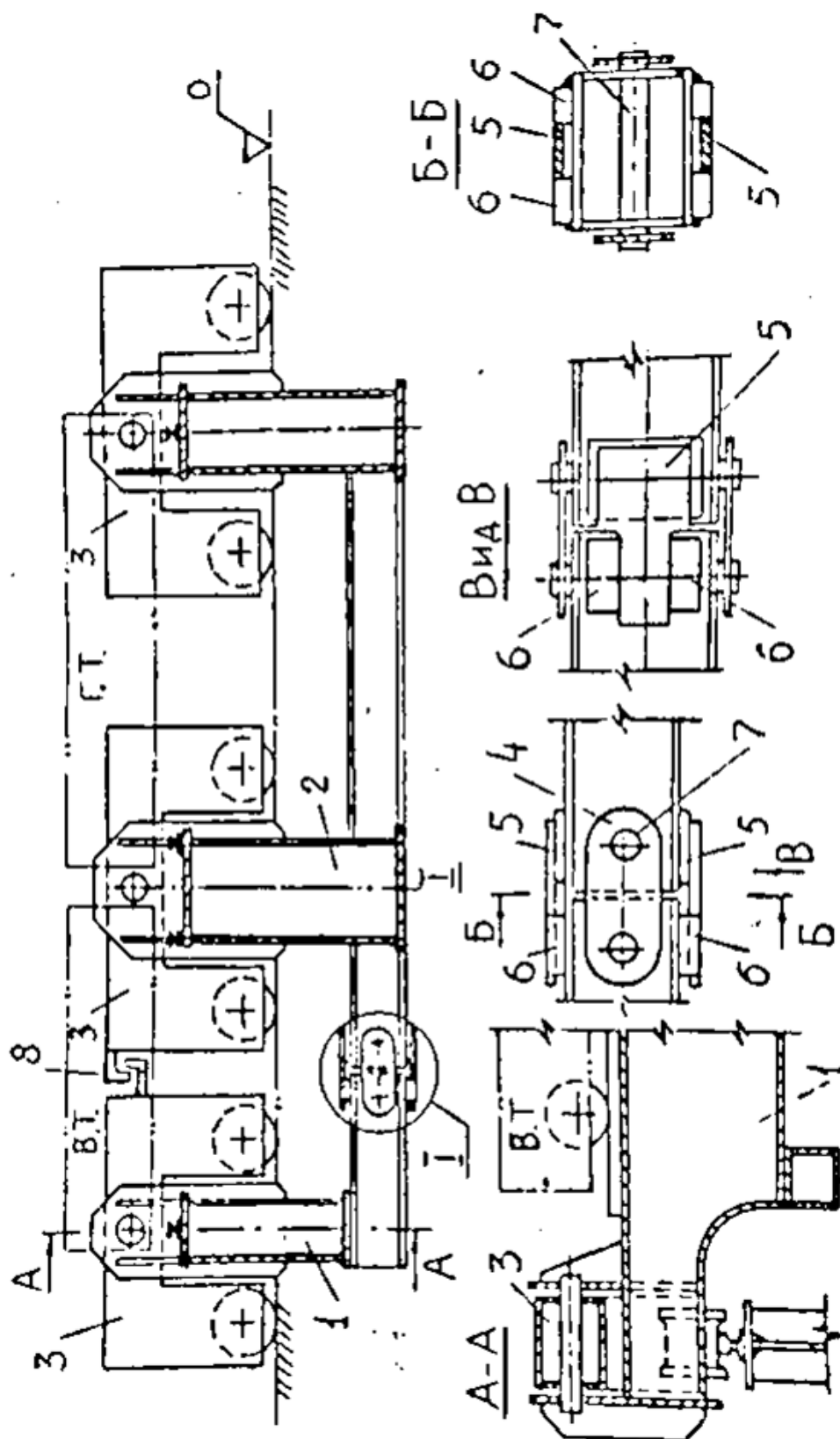


Рисунок 1.11 - Ескіз складеного кранового моста (варіант 3), 1 – напівміст; 2 – міст; 3 – балансири; 4 – тяги; 5 – палець замка; 6 – напрямні планки замка; 7 – вісь; 8 – буферне пристрій; ВГ ГТ – допоміжний і головний вантажний візок.

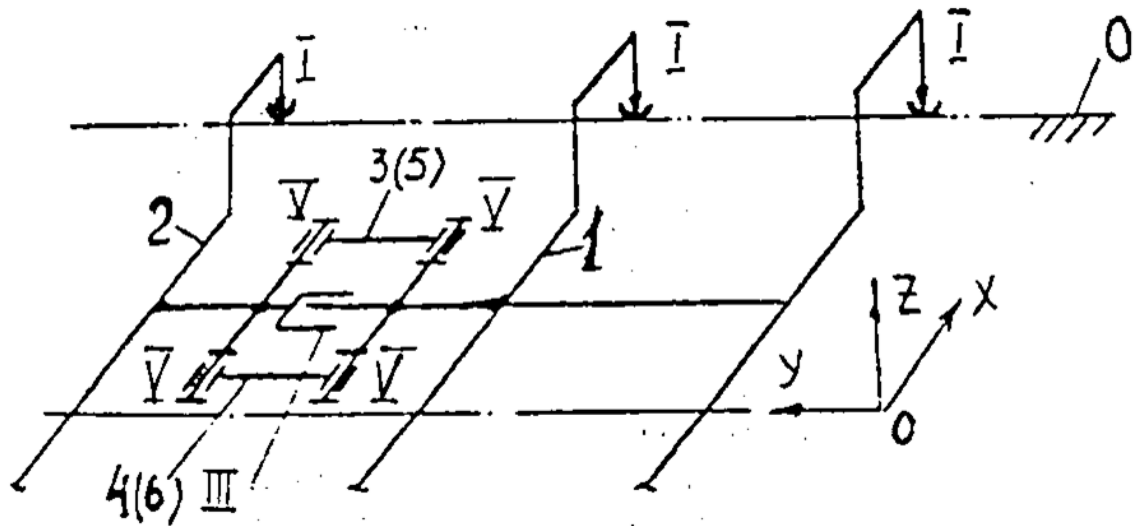


Рисунок 1.12. Спрощена структурна схема складеного моста (варіант3),
1 – кінематичні пари 1-го класу; III_2'' - пари 3-го класу.

1.4 Варіант 3

Зчленування на пів моста і моста двома паралельними кінематичними сполуками (рис. 3.11.), Кожне з котрих включає в себе дві плоскі тяги з циліндричними шарнірами на кінцях - парі 5-го класу (тип V_2) і два плоских «замка», - пари 3-го класу (тип III_2''). Спрощена структурна схема складеного моста (мал. 1.12.) Має шість ланок: міст, напівміст і чотири тяги.

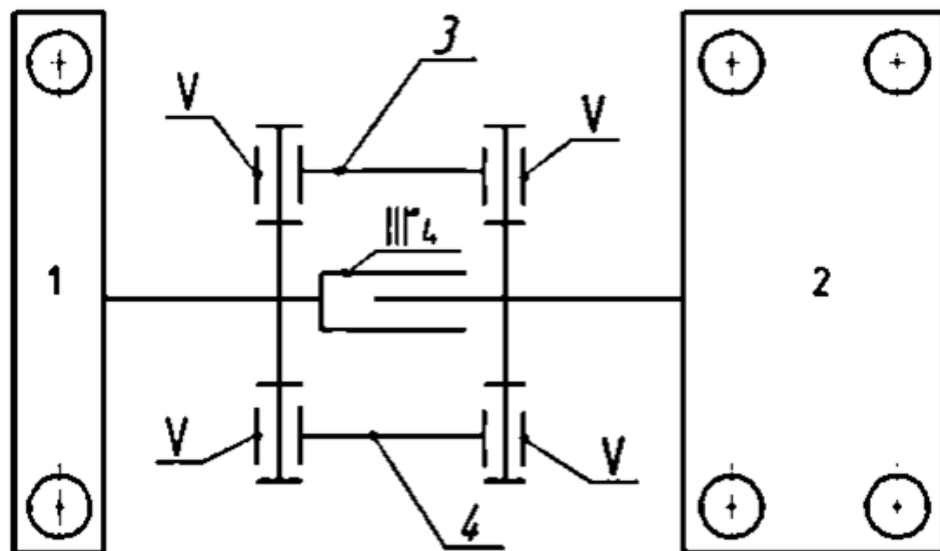


Рисунок 1.13. Схема зчленування на пів моста 1 і моста 2 одним кінематичним з'єднанням з ланок 3 і 4, кінематичних пар типу V_2 і III_2'' , $\text{III}_3 = -4$

1. Підбираємо прототип структурної схеми найбільш повно відповідає нашому механізму і який повинен більш статично визначною конструкцією при русі по нерівній основі.

Приймаємо механізм (рис.3.13.), Який складається з моста і на пів моста, з'єднаних одним кінематичним з'єднанням.

Обчислимо рухливість механізму - прототипу (див. Рис. 1.13.)

$$W_3 = 6n - 5P_5 - 3P_3 - P_1 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 4 - 3 \cdot 1 - 1 \cdot 5 = -4.$$

Обчислення має 7 надлишкових зв'язків, які вийшли в результаті паралельного з'єднання кінематичними парами ланок 1 і 2, тому що в цьому випадку складаються умови зв'язку. Ланка 4 внесло чотири, а кінематична пара III класу - три надлишкових зв'язку, всього - 7.

Механізм, при русі по нерівній основі, працездатний, тому що надлишкові зв'язку, отримані за структурною формулою на загальну рухливість не впливають. Третя рухливість - обертання ланок 1 і 2 відносно один одного вздовж осі ОУ забезпечується наступним чином. Можливі два випадки наїзду механізму - прототипу на нерівність шляху.

Випадок 1. Наїзд одного колеса балансира на нерівність шляху викликає зміщення середини балансира і кінця закріпленої до нього головної балки на величину рівну половині висоті цієї нерівності, а середина головної балки переміщується на відстань рівне половині зміщення кінця, тобто на одну чверть зміщення колеса.

За нормами різниця відміток головок рейок по висоті в поперечному перерізі прогону не повинна перевищувати 40 мм, отже, середина головної балки переміститься на 10 мм. Якщо на нерівності наїжджає балансир на пів моста або найближчої до шарніру балки моста, то таке ж зміщення буде на торцях балки зв'язку кінематичного з'єднання.

Випадок 2. Якщо обидва колеса однієї сторони заходять на ділянку рейки, що має зсув від номіналу на 40 мм, то середина балансира переміститься теж на 40 мм, а середина головної балки і торці балки зв'язку на

20 мм. Тому зазор між пальцем і поверхнею балки зв'язку в замку повинен бути не менше 20 мм.

При такій величині взаємного вертикального переміщення торців зв'язку зміщення буде прямолінійний і кінематична пара 1V-го класу, теоретично не роздільна взаємного повороту торців щодо осі ОУ, забезпечує нормальну роботу з'єднання.

Для надійного зчленування ланок 1 і 2 встановлюємо паралельно, ближче до кінцевих балках, два описаних вище сполуки (рис. 1.12.). Визначимо рухливість отриманого механізму по структурній формулі

$$W_3' = 6n - 5P_5 - 3P_3 - P_1 = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 8 - 3 \cdot 2 - 1 \cdot 5 = -15,$$

тобто 18 надлишкових зв'язків, в тому числі ланки 4,5 і 6 дають:

$6n - 5P_5 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 6 = -12$, і дві пари III класу $3P_3 = 3 \cdot 2 = -6$, і разом $-12 - 6 = -18$. Якщо взяти за вихідну конструкцію зв'язку ланок 1 і 2 тільки однією ланкою 3, то $W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 1 \cdot 5 = 3$.

Установка паралельно двох пар III класу і ланок 4, 5 і 6 дає 18 надлишкових зв'язків, які не впливають на роботу механізму.

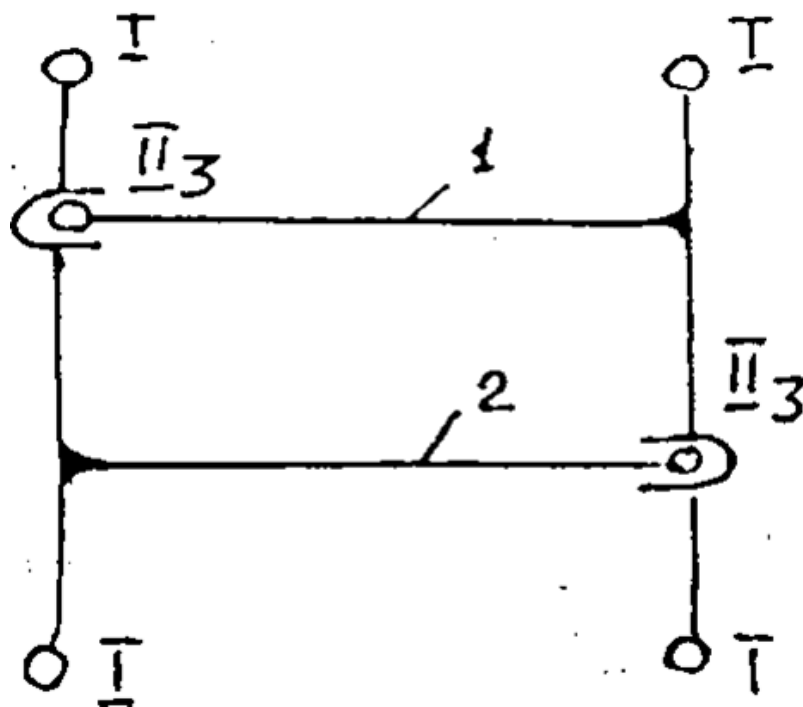
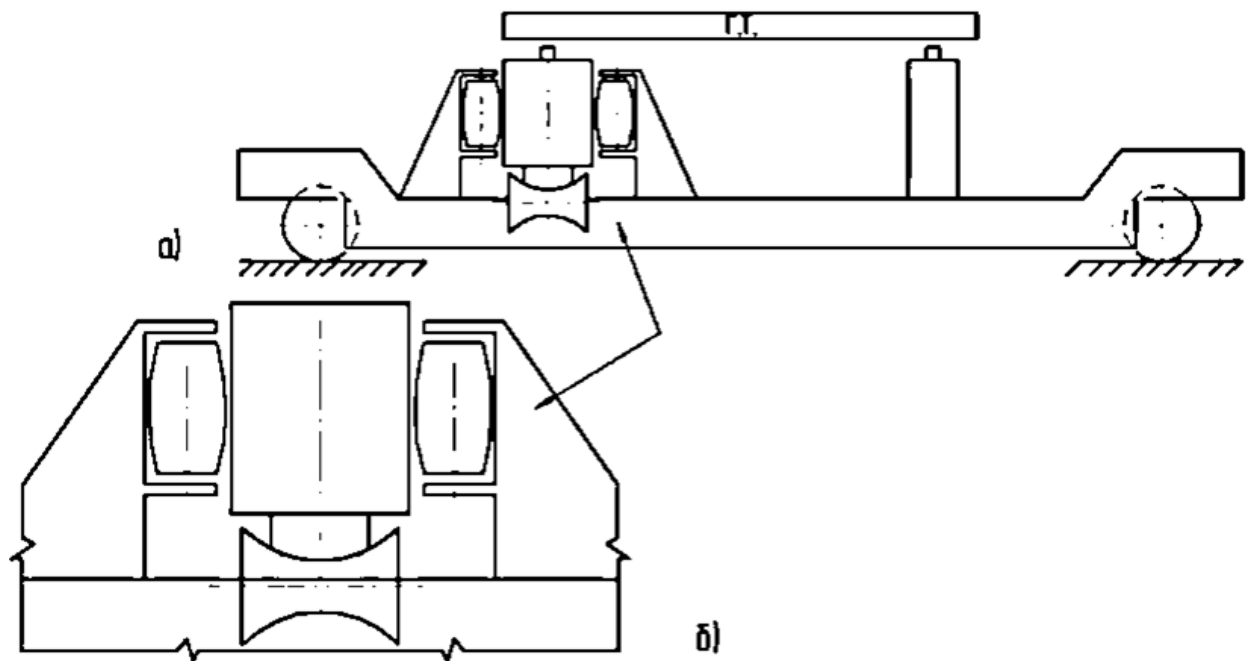


рисунок 1.14. конструкція кінематичного з'єднання (варіант 4).

1.5. Варіант 4

Статично визначний міст крана (рис.1.14.) Складається з двох ланок, кожне з яких надає з'єднанні між собою зварений головну і кінцеву балку. Ланки моста зчленовуються двома кінематичними парами 4-го класу (тип II₃), виконаними з трьох ковзаник і встановлених в жолобі.

Кран виготовлявся Олександрійським заводом ПТО «Вірасервіс». Згідно заводської інформації рухоме з'єднання балок моста дозволяло збільшити довговічність ходових коліс з 2-3 місяців до кількох років. Визначимо рухливість механізму мосту



Малюнок 1.15 Статичний визначний, шарнірний міст (варіант 4) підприємства "Вірасервіс", $W = 4$; а) - конструктивна схема моста; б) - шарнірне з'єднання моста.

$$W_4 = 6n - 2P_2 - 1P_1 = 6 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 3 \cdot 2 - 1 \cdot 4 = 4.$$

Чотири рухливості реалізуються наступним чином: переміщення моста крана в цілому уздовж осей OX і OY , а обертання щодо осі OZ , а також взаємне

переміщення обох ланок 1 і 2 вздовж осі ОХ. Автори конструкції не мали уявлення про особливості силового взаємодії крана з шляхами і вважали, що вільне переміщення ланок моста в поперечному напрямку дозволить зменшити знос колісних реборд.

Перекіс окремих коліс в горизонтальній площині викликає поява в контактах колесо-рейок поперечних сил пружного ковзання. Під дією цих сил колесо переміщується в поперечному напрямку, чому сприяє свобода переміщення ланок моста в рухомих з'єднаннях, і щільно притискається ребордою до бічної поверхні рейки. Це явище називається силовим замиканням колісної реборди з рейкою під дією поперечних сил пружного ковзання в контакті колесо-рейка.

В окремих випадках колесо може виповзати на головку рейки і, прокотившись по ньому, зіскочити на підкранових балку з іншого боку рейки, чому сприяє можливе «вільного» переміщення ланок моста в поперечному напрямку.

Силове замикання колісних реборд з рейками і їх інтенсивний знос часто спостерігається на козлових кранах з гнучкою опорою, де шарнірне зчленування опори з прогонових будов також забезпечує свободу поперечного переміщення коліс. В даний час виготовлення шарнірних мостів заводу заборонено.

1.6. Варіант 5

Зчленування 2-х мостів складовими коробчастими тягами. Кувальний кран вантажопідйомністю 250 т (завод «Сибтяжмаш») складається з 3-х зчленованих мостів. Крайній приводний міст прикріплюється до суміжного двома паралельними кінематичними сполуками, кожне складається з двох коробчастих тяг з трьома циліндричними шарнірами, кінематичні пари 5-го класу (тип V_2), (рис. 1.16.).

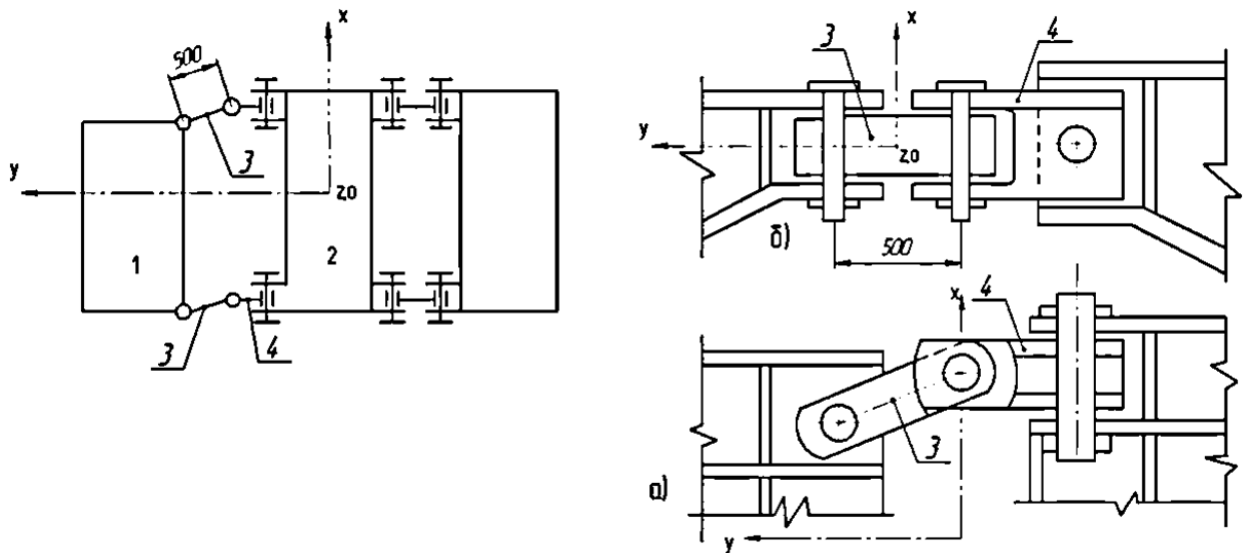


Рисунок 1.16 Схема зчленування 2-х мостів двома кінематичними з'єднаннями з коробчастих тяг з трьома циліндричними шарнірами в кожному (варіант 5), а) - схема зчленування мостів тягам, б) - конструкція тяги.

Рухливість механізму:

$$W_5 = 6n - 5P_5 - P_1 = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 6 - 6 = 0.$$

Для статично визначених механізму пересувається по нерівному підставі необхідна рухливість $W = 3$, яка забезпечує три переміщення на площині: переміщення уздовж осей OX і OY , обертання щодо осі OZ .

У нашому випадку рухливість механізму повинна бути $W = 4$, де надмірна під рухливість - переміщення ланки 1 відносно ланки 2 в напрямку осі OX забезпечується обертанням ланок 3 і 5 щодо ланок 4 і 6, що за задумом авторів проекту має забезпечити кращу вписаність в рейковий шлях.

В механізмі немає двох потрібних рухливостей: переміщення уздовж осі OZ і обертання щодо осі OY , які разом з обертанням щодо осі OX повинні забезпечити його статичну визначність при русі по нерівній поверхні, тобто механізму непрацездатний. За структурною формулою отримана нульова рухливість замість 4-х очікуваних за проектом. Щоб з'ясувати причину, приберемо одне з'єднання (ланки 5 і 6) і обчислимо для цього випадку рухливість механізму (рис. 1.17.).

$$W_3' = 6n - 5P_5 - P_1 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 3 - 6 = 3.$$

Розглянемо для цього випадку взаємну рухливість ланок 1 і 2.

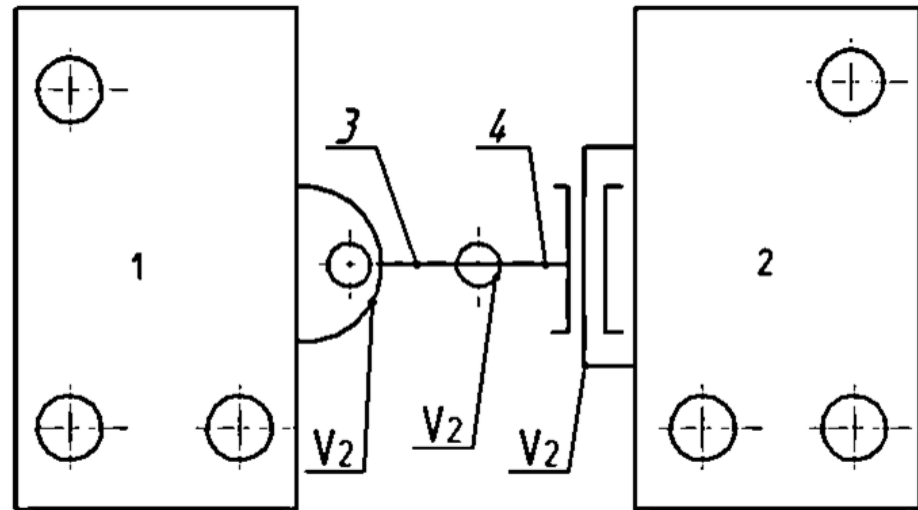


Рисунок 3.17. Схема зчленування 2-х мостів кінематичним з'єднанням з ланок 3,4 і трьох кінематичних пар типу $V_2, W_5' = 3$.

Рухливість ланок аналогічна попередньому випадку, тобто як і при двох паралельних з'єднаннях, але додалася одна місцева рухливість - вертіння ланки 1 відносно ланки 3, що не впливає на загальну рухливість механізму.

З цього порівняння можна зробити висновок, що установка другого кінематичного зв'язку не знизилася загальної рухливості механізму $W = 3$, але внесла в результат, обчислений теоретично по структурній формулі три надлишкові зв'язку, тому отримали $W = 0$, як і в попередньому випадку механізм непрацездатний.

Зауваження:

1. Доцільно забезпечити статичну визначність обпирання кожного моста на рейки на чотири опори.
2. Кінематичні з'єднання мостів повинні забезпечити переміщення уздовж осі OZ і обертання щодо осей OX і OY , заборонити переміщення уздовж осі OX .
3. Встановити синхронний вал на крайні колеса не приводного моста, краще їх зробити приводними.

4. Переміщення ланки 1 по осі ОХ, при наявності жорстких тяг (ланки 3 і 5) і перекосу шлеї в горизонтальній площині на крайньому мосту (ланка 1) неприпустимо.

1.7 Варіант 6

Міст складається з двох 4-х опорних півмилі, зчленованих двома паралельними кінематичними сполуками з тяг двотаврового перетину, з двома циліндричними шарнірами на кінцях кожної з них: Шарніри - кінематичні пари 5-го класу (тал V_2). (Рис. 1.18.). Двотаври встановлені так, що стінка їх знаходиться в горизонтальній площині, це сприяє збільшенню загальної жорсткості моста в площині ХОУ, а самі двотаври мають низьку жорсткість при крученні.

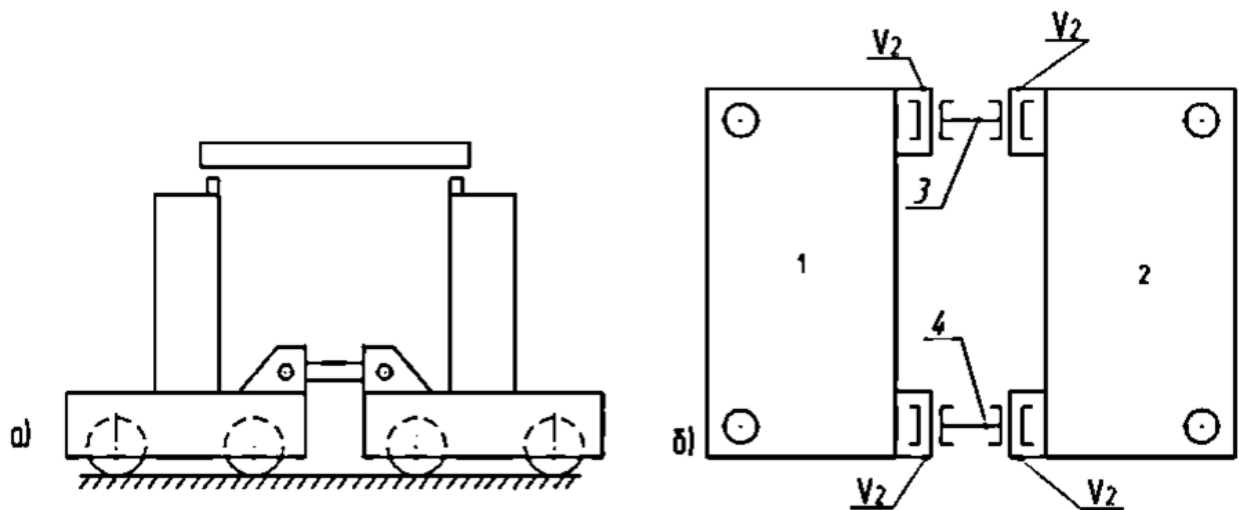


Рисунок 3.18. Схема зчленування 2-х на пів мостів (варіант 6)
кінематичним з'єднанням з ланок 3,4 і 4-х кінематичних пар типу $V_2, W_6'' = -2$:
а – ескіз конструкції моста; б – структурна схема.

Виконаємо аналіз представленого механізму.

1. Для спрощення аналізу залишимо для зчленування ланок 1 і 2 механізму тільки одне кінематичне з'єднання (рис.1.19). Фактична

рухливість механізму при цьому не зміниться. Визначаємо рухливість по структурній формулі.

$$W_6 = 6n - 5P_5 - P_1 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 1 \cdot 6 = 2.$$

Рухливість механізму дорівнює двом і він непрацездатний, тому що обертання щодо осі ОУ заборонено, але внаслідок низької жорсткості двотаврової тяги при крученні можна прийняти, що фактична рухливість його дорівнює $W_6 = 3$.

Бачимо, що з'єднання дозволяє обертання ланки 1 відносно осі ОХ і переміщення уздовж осі ОZ.

Взаємне обертання ланок 1 і 2 щодо осі ОУ забезпечується низькою жорсткістю тяги при крученні, фактично $W_6 = 3$.

2. Визначаємо рухливість механізму з двома тягами

$$W_6' = 6n - 5P_5 - 1P_1 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 4 - 1 \cdot 6 = -2.$$

Аналіз показує, що при двох паралельних тязі результат не змінився. Додавання другої тяги (ланки 4) вносить в структурну формулу надлишкові зв'язки, $W_T = 6n - 5P_5 = 6 \cdot 1 - 5 \cdot 2 = 4$, тоді $W = W_6 - W_T = 2 - 4 = -2$. Рухливість механізму з двома паралельними тягами отримана за структурною формулою зменшується на -4, хоча фактична рухливість = 2, з урахуванням піддатливості тяг при крученні отримаємо $W_6 = 3$, тобто механізм буде статично визначним.

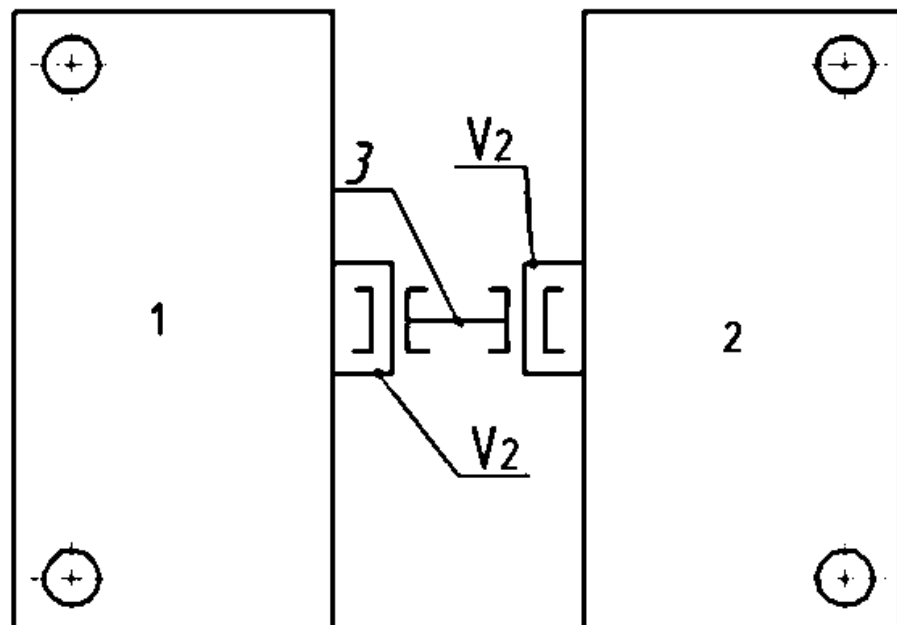


Рисунок 3.19. Схема зчленування 2-х півмилі одним кінематичним з'єднанням з ланки трьох і двох кінематичних пар типу $V_2, W_6 = 2$, (варіант 6).

Зауваження. Статична визначність півмилі (ланки 1 і 2) для 4-х опорного варіанту на рейковий шлях, забезпечується укороченням кінцевий балки (бази) до $B = 1800$ мм і виготовленням їх з відкритим профілем поперечного перерізу для зменшення жорсткості при крученні.

1.8 Висновки по розділу

1. При аналізі силового взаємодії кранових мостів з рейками необхідно враховувати, що зв'язку в кінематичних парах колесо-рейка реалізуються силами пружного ковзання, тобто ці зв'язки нестационарні, що залежать від часу і тертя.

2. Визначаючи рухливість просторового механізму по структурній формулі Малишева, необхідно враховувати можливість впливу на результат надлишкових зв'язків, які з'являються при зчленуванні ланок паралельно поставленими кінематичними парами або сполуками.

3. Результати, отримані при визначенні рухливості механізму по структурній формулі доцільно додатково аналізувати табличним методом.

4. Приступаючи до структурному аналізу реального просторового механізму необхідно представити сполучення його ланок «прототипом», тобто конструкцією з мінімально можливою кількістю зв'язків, але ще зберігає властиву йому рухливість.

5. Необхідно мати на увазі, що малі відносні переміщення ланок, можливі в реальних механізмах за рахунок зазорів і пружних деформацій не враховуються при визначенні їх рухливості за структурними формулами, результат отриманий в результаті обчислень буде менше і «теоретично» працездатність не гарантовано.

6. Низька жорсткість при крученні, досить довгих елементів з відкритим профілем поперечного перерізу, дозволяє їх використовувати у вигляді кінематичних пар або з'єднань, що допускають обертальні переміщення ланок на обмежену величину.

7. Надлишкова рухливість при зчленуванні кранових мостів, в процесі руху їх по рейках, при дії поперечних сил пружного ковзання в контактах колесо-рейка, призводить до різних аварійних ситуацій в експлуатації.

2 РАЦІОНАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ КОРОБЧАСТОГО КРАНОВОГО МОСТА

Як приклад раціонального типу конструкції моста розглянемо кран вантажопідйомністю 80 т і прольотом 22 метра (рис. 2.1). Міст складається з двох півмилі зчленованих кінематичними сполуками. двома паралельними тягами, виготовленими з широкополковий прокатного двутавра з циліндричними шарнірами на кінцях (див. підрозділ 1.7., рис. 1.18.). При русі крана по нерівних шляхах таке з'єднання півмилі забезпечує їх взаємне переміщення по осі OZ і поворот щодо осі OX. Взаємний поворот щодо осі OY досягається за рахунок низької жорсткості на довгих тяг з незамкнутим поперечним перерізом. Висока жорсткість шарнірного моста в площині XOY, необхідна для стійкості прямолінійного руху, забезпечується достатній згинальної жорсткістю двотаврових тяг. Кінцеві балки півмилі мають невелику довжину з базою по осях коліс 1,8 м, тому при русі крана уздовж шляху, встановленого з відхиленнями у вертикальній площині, величина навантажень на колеса уздовж осі OZ змінюється незначно. В цілому складовою міст має досить велику базу $B = 6 \text{ м}$ і $B / L = 1 / 3,6 > 1/5$, що сприяє його сталого поступального руху без заклинювання на рейках при діагональних перекосях і зниження поперечних навантажень на колеса.

Кінцеві балки в місцях закріплення коліс мають незамкнуте (П - образ-ве) поперечний переріз з вільними (НЕ щемлені) торцями і широким верхнім поясом 460 мм, товщиною 16 мм, тому їх консольні ділянки при високій згинальної жорсткості в горизонтальній площині (площині XOY) мають деяку податливість при крученні від дії поперечних сил в контактах колесо-рейка.

В цілому шарнірний міст крана, елементи периметра якого складаються з коробчастих головних і кінцевих балок, а також двотаврових тяг, в площині XOY є жорсткою рамою, що забезпечує стійкість прямолінійного руху. Достатня місцева рухливість ланок, складових раму, щодо осей OX, OY, OZ покращує його впісываємость в шлях при відхиленні рейок по висоті, а деяка

податливість зв'язків, що з'єднують його з повним правом, сприяє згладжування пікових значень поперечних навантажень на колеса.

Збільшення різниці позначок за висотою між рівнем кранових і подтележечних рейок до 1611 мм і низьке розташування кінцевих балок дозволяє збільшити висоту опорної частини головних балок, розвинути їх опорний переріз в місці передачі опорних реакцій і підвищити міцність в найбільш уразливому місці, де на кранах інших типів повсюдно спостерігається втомні тріщини. Висота підкранової частини колон при такій конструкції моста зменшується більш ніж на 1 м, що сприяє економії стали на їх виготовлення.

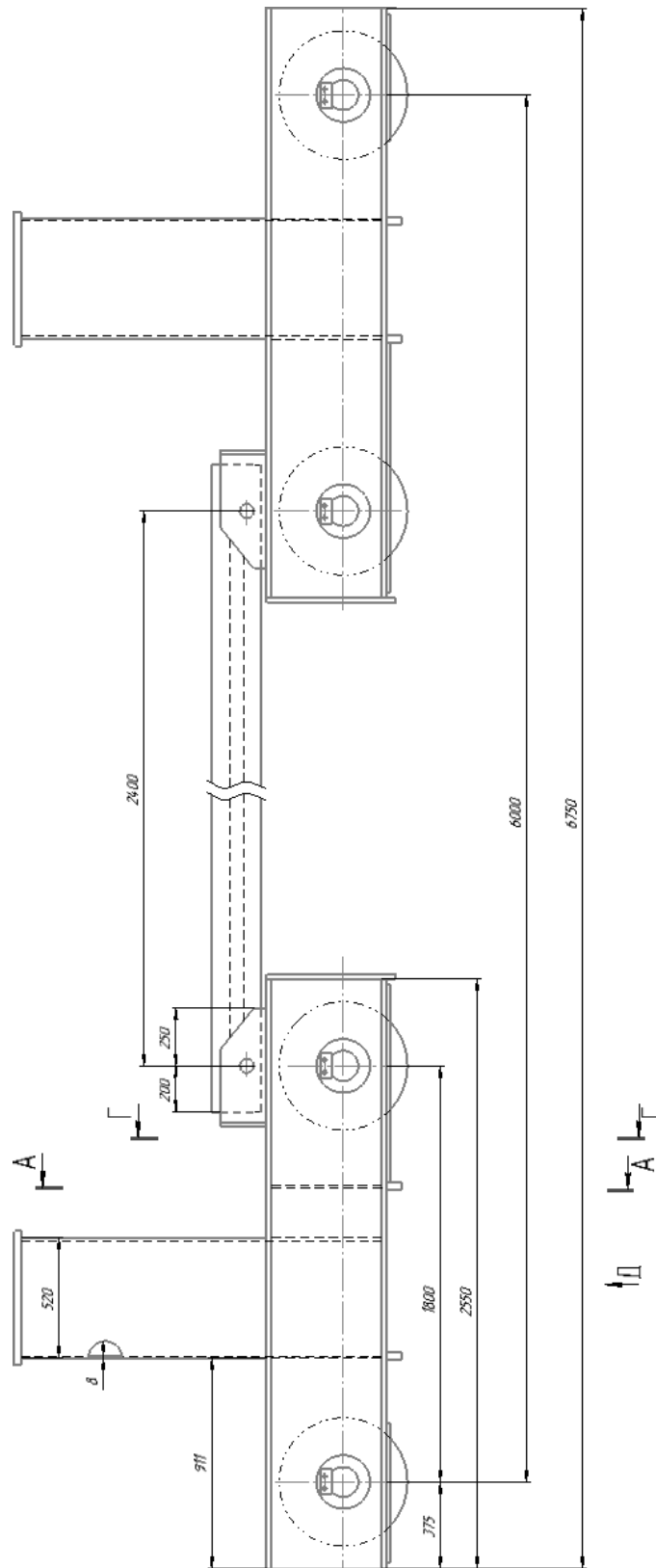


Рисунок 2.1 – Конструкція зварювального моста фірми «KONE»:1- головні балки;2-кінцеві балки;3-шарнірна тяга;4- вантажний візок. Рисунки розрізів. рис.2.2.

Головні балки (рис. 2.2.) Мають коробчастий поперечний переріз з рейкою, встановленим над стінкою, і постійну висоту по довжині прольоту, що збільшує їх згинальну жорсткість у вертикальному напрямку в порівнянні з балками змінної висоти, а прямолінійні обриси спрощують виготовлення деталей, складання та зварювання.

Місця сполучення з кінцевими балками мають вигляд вхідного прямого кута з вертикальною стороною рівною висоті, а горизонтальній - ширині кінцевий балки, ніж усувається необхідність сполучних накладок і можливість освіти зазорів. З'єднання їх виконується зварним швом з V-подібною обробленням кромek листів стінок і забезпечує повну герметичність внутрішньої порожнини балки.

На кінцях головної балки встановлені по два опорних вертикальних ребра на всю висоту перетину, які розташовуються над стінками кінцевих. Така конструкція дозволяє сприйняти зосереджені навантаження від опорних реакцій і рівномірно передати напруги на листи стінок, виготовлені з листів 12 і 8 мм. Над стіною більшої товщини до поясу приварені кутовими швами з катетом 8 мм підтележечний рейок зі спеціального прокату, з високою твердістю поверхні катання і низькою в місцях накладення зварних швів, що прикріплюють його до аркуша пояса (квадрат 80х60). У середині балок для забезпечення незмінності контуру поперечного перерізу і місцевої стійкості стінок встановлені тільки великі діафрагми з кроком між ними $A = 2000$ мм, і ставленням $A/H=1,35$, що більш менше рекомендованих мінімальних величин по СНиП [5]

$$A = L / 10 = 2,2 \quad \text{і} \quad A/H = 2\text{м}$$

Дослідження роботи стінок коробчастих балок в закритической області показують [6,7,8], що їх несуча здатність, при гнучкості стінки $H/S = 200 - 300$ і напружених в ній $\tau \leq \tau_{кр}$, забезпечується до величини навантаження $Q \leq Q_{кр}$, де $Q_{кр}$, - критичне навантаження, при якій $\tau = \tau_{кр}$. В цьому випадку

матеріал стінок працює пружно і залишкові деформації в них не з'являються. Несуча здатність стінок при $Q \leq Q_{кр}$ залежить від згинальної жорсткості поясі «в площині стінок, тому приварка подтележечного рейки до верхнього поясу і збільшення товщини нижнього пояса, як це виконано в конструкції, підвищує їх жорсткість і створює більш сприятливі умови для роботи матеріалу стінок в закритической області.

Приварка рейки дозволяє також знизити напруження в стінці від зосередженого тиску колеса не менш, ніж в 1,4 рази і попередити утворення в поясі втомних тріщин, які зазвичай починаються від зварних швів елементів застосовуються для кріплення до нього рейки.

Кінцеві балки (див.Рис.2.2.). Мають коробчатий перетин з паралельними площинами поясів і стінок, всередині їх встановлено вертикальні поперечні ребра в місцях кріплення елементів головних балок. Дісти стінок над отворами для колісних осей посилені накладками, конфігурація яких овальна і виконана за формою епюри розподілу 2 напружень від тиску осі. Традиційна форма накладок, що застосовуються дня цих цілей - прямокутна, по кутах яких в процесі експлуатації Д зазвичай з'являються втомні тріщини. Поблизу коліс, з зовнішньої Д поверхні нижніх поясів, приварені підставки з зазором до поверхні м | рейки близько 10 мм необхідні для установки підкладок під підняту кінцеву балку в процесі заміни ходових коліс;

Конструкція кінцевих балок проста і технологічна, в ній відсутні сполучення, що призводять до масових втомним пошкоджень в експлуатації на більшості інших типів кранів.

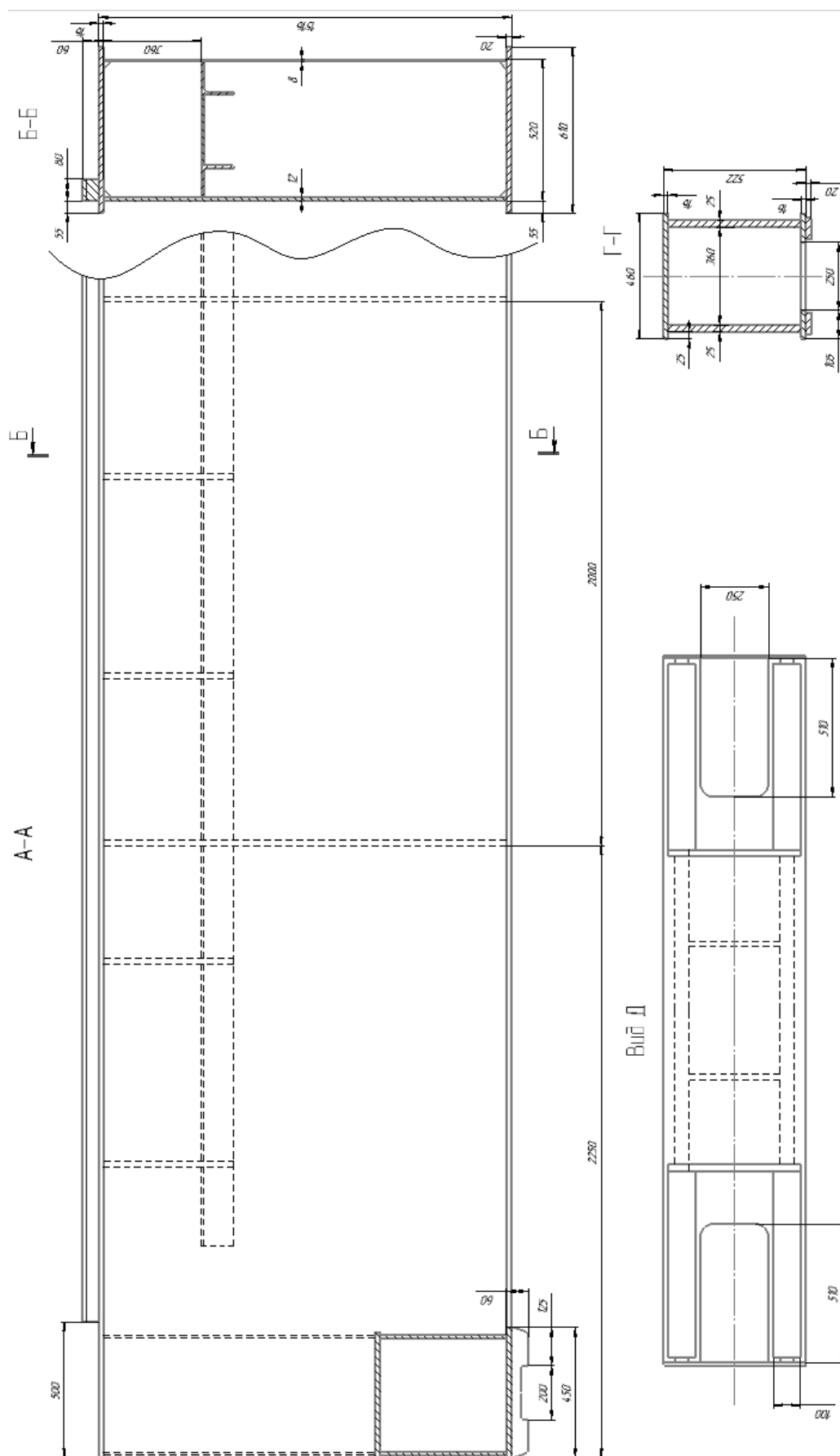


Рисунок 2.2 – Конструкція головної і кінцевої балок: 1-головна балка;2-кінцева балка

Традиційні важкі зварні майданчики замінені легкими, В коритоподібного профілю, штампованими з листа, со знімними огорожами з труб. Електрообладнання розміщено в легких компактних В шафах, встановлених уздовж головних балок з зазором, що дозволяє В оглядати, очищення і фарбування листів стінок.

Кран має роздільний привід пересування моста (рис. 2.3.), який До складається з двох приводних коліс, двох редукторів, насаджених навали коліс і двох електродвигунів, встановлених на корпусах редукторів. Редуктори В мають вертикальне положення, утримуються Г-образної стійкою, що сприймає реактивні навантаження при роботі приводу і закріпленої, на кінцевій балці. Такий тип приводу істотно спрощує його конструкцію, В знижує масу і усуває втомні пошкодження-елементів металоконструкцій мосту реактивними навантаженнями від вузлів приводу.

Міст крана, як впливає з вищевикладеного, являє собою просту, технологічну і апробовану конструкцію, в якій зусилля, напруження і деформації досить точно і легко визначаються звичайними інженерними методами, важливою властивістю є можливість точної установки коліс і збереження її в процесі експлуатації і ремонтів.

Високу точність складання моста і установки в ньому коліс можна забезпечити за такою технологічною схемою. На кінцевих балках обробляються «бази», що не викликає ускладнень при їх невеликій вазі, габаритах і простій конструкції. Загальна збірка напівмоста повинна проводитися в спеціальному стенді. Кінцеві балки встановлюються в стенд з базових поверхонь, що забезпечує високу точність зборки. Після зварювання напівміст виставляється до верстата для розточування отворів за наявними базових поверхонь на кінцевих балках. Сполучні тяги в зборі з опорними вушками можуть бути виставлені і приварені при повній збірці моста, яка наводиться на спеціальному стенді.

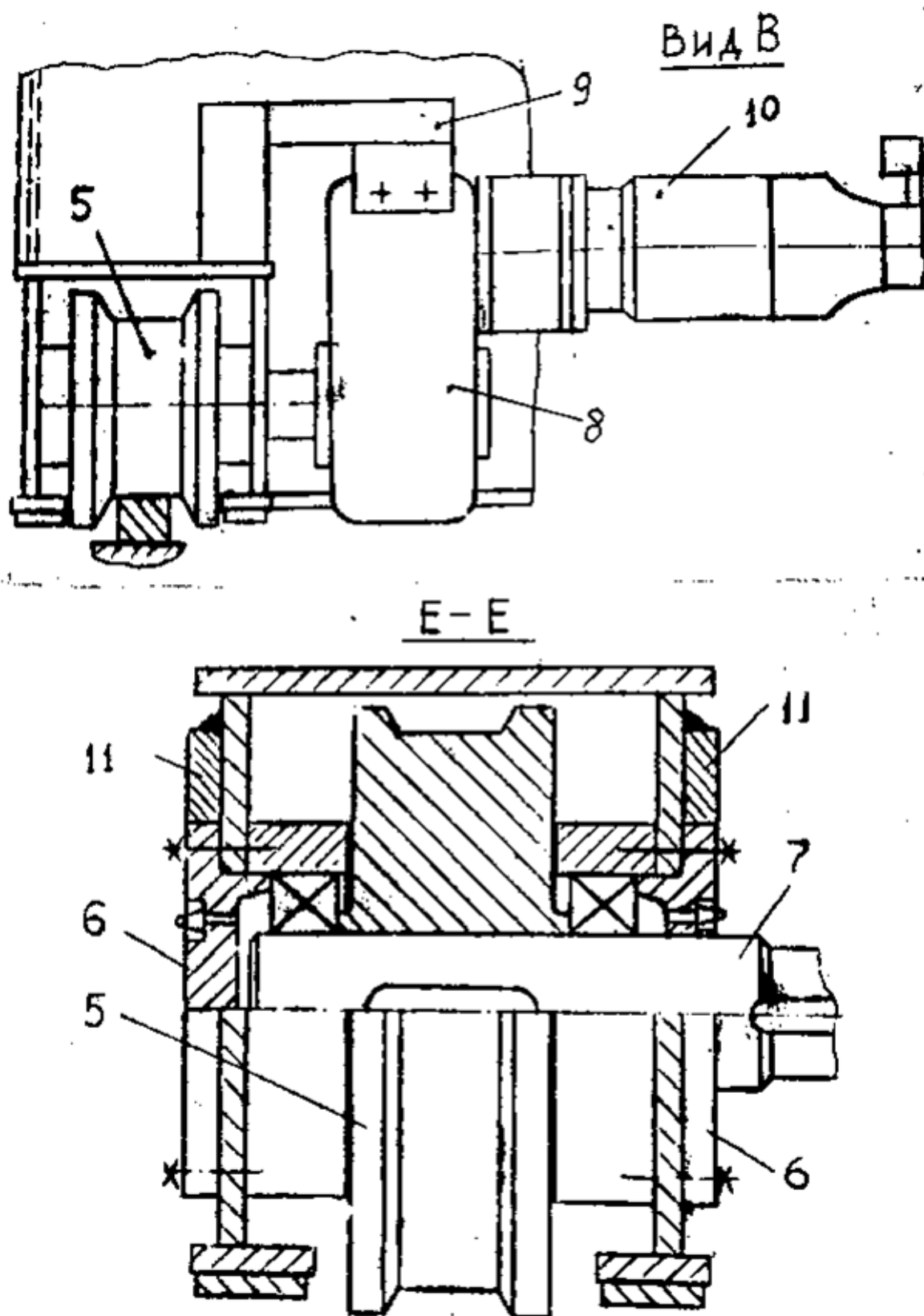


Рисунок 2.3 – Конструкція механізму пересування крана: 5 - колесо; 6 - букса фленцева; 7 - приводний вал; 8 - навісний редуктор; 9 - реактивна штанга; 10 - електродвигун з гальмівним пристроєм; 11 - накладки, що підсилюють лист стінки

3 ВПЛИВ ПОПЕРЕЧНОЇ ЖОРСТКОСТІ МОСТУ НА РОЗПОДІЛ ЕНЕРГІЇ ДЕФОРМАЦІЇ І НАКОПИЧЕННЯ ВТОМНИХ ПОШКОДЖЕНЬ

Силове взаємодія кранів з естакадами викликає втомні пошкодження кранових мостів і підкранових балок. Результати досліджень, проведені в лабораторії експлуатаційної надійності кранових металоконструкцій Донбаської державної машинобудівної академії, дозволяють висловити цей процес в енергетичній формі.

Встановлено такі закономірності: робота приводу пересування крана може бути представлена як передача енергії від тіла енергоносія (крана) на контртіло (підкранових естакаду) в процесі їх силового взаємодії при відносному переміщенні, що супроводжується ковзанням (або тертям) в місцях контактування коліс із рейками (кінематичних парах); процес передачі енергії від приводу пересування тертям в контактах колесо-рейка при спільному, відносному переміщенні систем з пружними ланками відбувається дискретно і супроводжується циклічними упругопластичними деформаціями як ланок, так і майданчиків їх контактування.

Схематично взаємодія крана з підкранової естакадою можна представити у вигляді системи, що складається з 3-х контурів (рис.3.1.) Верхній 1-тіло енергоносіє, нижній 2-контртіло, проміжний 3-кінематичні пари з силовим замиканням.

Верхній контур - кран, контр тіло - підстава, на якій він переміщається. Система - сукупність 2-х контурів (кран і естакада), взаємодіючі деталі яких (колеса і рейки) з'єднуються проміжним контуром (плями контакту), тобто кінематичні пари з силовим замиканням. Розглянемо систему кран - підкранова естакада при їх силовому взаємодії в процесі руху крана [9,10,11,16,17,].

Систему можна уявити (див. рис.3.1.) Складається з кранового, опорного і контактного контурів. Крановий контур - міст крана з колесами, опорний -

естакада з рейками, контактний - контактують поверхні коліс і рейок. При взаємодії крана з естакадою він є джерелом енергії (тілом енергоносієм), яка виробляється електродвигуном механізму пересування моста. Через трансмісію приводу енергія від двигуна передається в місця контакту коліс з рейками, повідомляючи рух крану (корисна робота) і витрачаючи на різні втрати.

У контактному контурі на приводні колеса діють сили вертикальних реакцій, горизонтальних поздовжніх реакцій (сили поздовжнього ковзання, що реалізують поступальний рух або гальмування) і горизонтальних поперечних реакцій (сили поперечного ковзання, що викликаються перекосом коліс в горизонтальній площині - паразитні). На не приводні колеса діють тільки вертикальні і горизонтальні поперечні сили реакцій (як і в приводних колесах поперечні сили - паразитні, викликані перекосом коліс). При русі крана поперечні сили горизонтальних реакцій викликають розпір кранового і опорного контурів. Ці розпірні сили можуть бути спрямовані всередину прольоту або з прольоту в залежності від напрямку кутів перекосу коліс і руху крана.

Якщо шляху ідеально рівні, то робота пружною деформації підкранових балок і естакади в цілому, вироблена силами вертикальних реакцій (рухомого навантаження від сил ваги крана), передається тільки в опорний контур, сприяє накопиченню в ньому втомних пошкоджень. У разі нерівних шляхів сили вертикальних реакцій здійснюють додаткову роботу, викликаючи згинально-крутильні деформації рами моста і перерозподіляючи деформації на естакаді, вироблена енергія передається в опорний й крановий контур. Робота, що здійснюється силами вертикальних реакцій відбувається за рахунок витрат енергії, створеної силами тяги, і йде на накопичення втомних пошкоджень конструкцій моста і естакади.

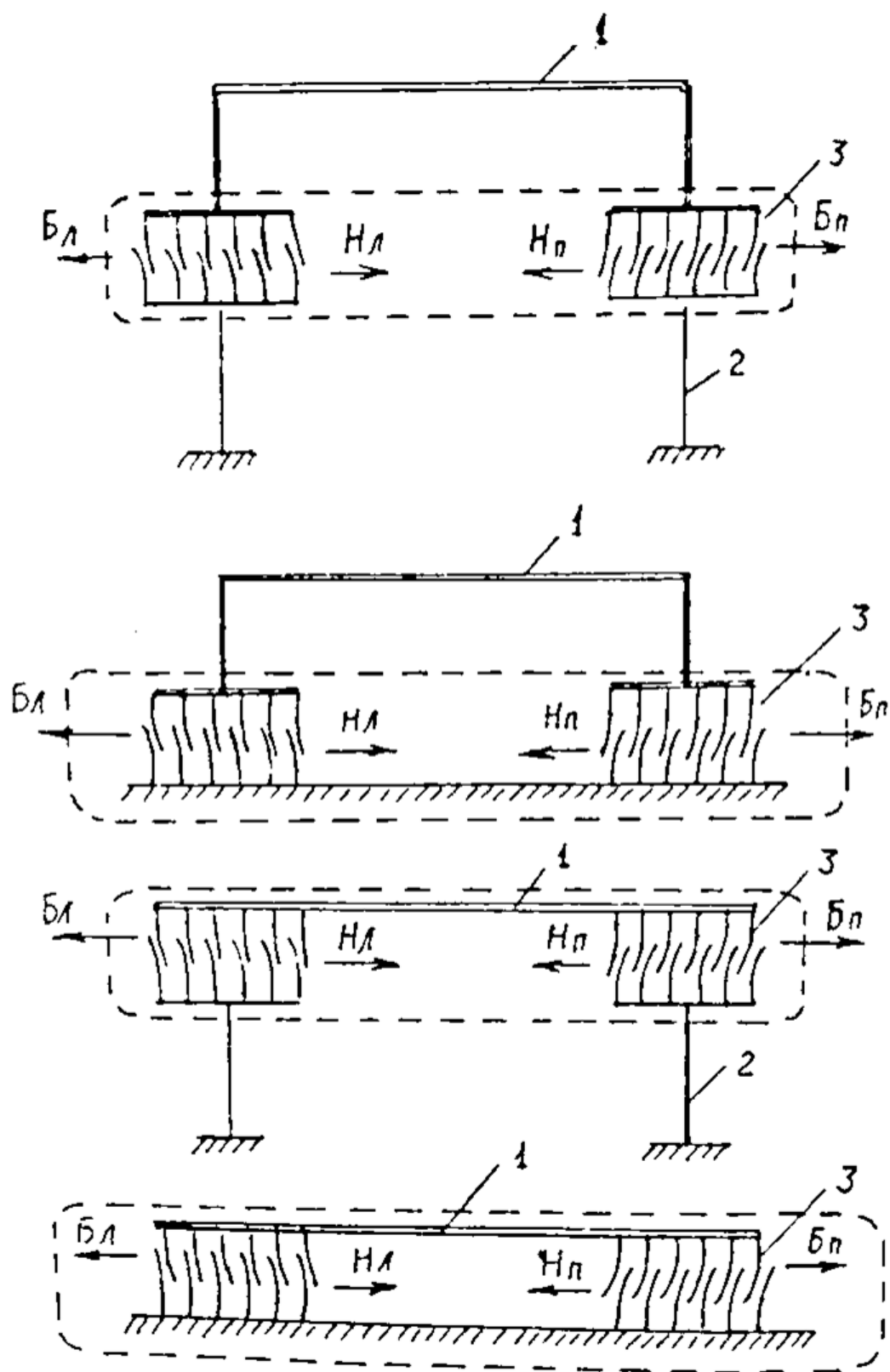


Рисунок 3.1. Схематичне зображення взаємодії крана з шляхами у вигляді системи, що складається з 3-х елементів: 1 - кран; 2 - підкранова естакада; 3 - контактують поверхні колесо-рейка.

Частина енергії, створюваної роботою горизонтальних поздовжніх реакцій (сила тяги), витрачається на зсувні і контактні деформації і розсіюється, не впливаючи на втому конструкцій. Винятком є режим пуску і гальмування крана (коли виникають сили інерції), а також подолання підвищених опорів руху одного боку крана, що викликають пружні деформації моста механізмом приводу пересування.

При дії поперечних сил виникає розпир конструкції моста і естакади і в цьому випадку можуть виникати різні ситуації. Розглянемо роль контактної контури при роботі системи. Припустимо, що крановий і опорний контури мають дуже високу жорсткість і пружна енергія в них не накопичується (система з низьким резильансом). Резильанс - пружна енергія, що накопичується в конструкції при її деформації під дією сил до моменту руйнування. Робота поперечних розпирних сил при русі крана може витрачатися тільки на пружні і пластичні деформації контактуючих шарів поверхонь рейок і коліс, сприяючи їх зносу. Дія поперечних сил викликає діагональний перекіс моста на рейках або одностороннє його притиснення до правого або лівого рельсу колії. При щільному притисканні колісних реборд до бічних граней рейок відбувається їх взаємний інтенсивний знос, на що витрачається додаткова робота тягових сил. Отже, в системі з низьким резильансом вся енергія від тіла енергоносія віддається в контактний контур і витрачається в ньому на деформацію і знос поверхонь коліс і рейок, які перебувають у взаємному рухомому контакті.

Розглянемо систему, у якій крановий контур пружний, а опорний - жорсткий. Результати експериментів показують [1], що при поступальному прямолінійній русі крана, колесо, пружно прикріплене в міст під кутом α а до загального напрямку руху, здійснює коливальні переміщення, що відбуваються по «пилкоподібний» закону. У крановому контурі, в процесі збільшення деформації від 0 до $\delta_{\max}$, накопичується пружна енергія, тому енергія, що підводиться в контакти приводних коліс, витрачається на здійснення роботи зсувних деформацій уздовж і поперек шляху і роботу

пружної деформації моста, викликаючи розвиток втомних пошкоджень. Експерименти показують, що при жорсткому крановому контурі і пружному опорному, деформація опорного контуру відбувається аналогічно - вичавлюється підкранова балка в горизонтальній площині.

У загальному процесі силового взаємодії системи контактний контур виконує роль розподільника енергії. Залежно від жорсткості кранового і опорного контурів, величини коефіцієнта тертя в контактах рейок-колесо, вертикальних навантажень на колеса і наявності упору реборд в рейки, контактний контур відпускає всім «споживачам» енергію, використовуючи кут перекосу колеса α , як регулятор її розподілу. Цілком очевидно, що функціональні можливості контактного контуру можна змінювати за рахунок конструктивного вдосконалення і структурного ускладнення, впливаючи тим самим на процес силового взаємодії. Повною мірою це відноситься до кранового і опорного контуру, тобто в цілому до всіх контурах системи. Розглянемо, як впливають параметри системи на витрати енергії для пружної деформації кранового контуру, якщо навантаження на колесо P_B - 500 кН; швидкість крана $V = 80$ м/хв; жорсткість моста $C = 10$ кН/мм; $f = 0,2$;

$$P_r = fP_B = 500 \times 0,2 = 100 \text{ кН};$$

$$\delta = P_r / C = 100 / 10 = 10 \text{ мм}; W = 0,5 P_r \delta = 0,5 \times 100 \times 0,01 = 0,5 \text{ кДж}.$$

1. Вплив кута перекосу колеса (мал.1.3 а, в)

$$\alpha_1 = 0,002 \text{ рад}; l_1 = \delta / \alpha_1 = 0,01 / 0,002 = 5 \text{ м}; n_1 = L / l_1 = 80 / 5 = 16 \text{ цикл /хв}$$

$$\alpha_2 = 0,001 \text{ рад}; l_2 = \delta / \alpha_2 = 0,01 / 0,001 = 10 \text{ м}; n_2 = L / l_2 = 80 / 10 = 8 \text{ цикл /хв},$$

$$\text{тоді } W_1 = n_1 W = 16 \times 0,5 = 8 \text{ кДж}; W_2 = n_2 W = 8 \times 0,5 = 4 \text{ кДж}.$$

Втрата енергії на пружну деформацію моста прямо пропорційна куту перекосу колеса.

2. Вплив жорсткості моста C при постійній величині $\alpha = 0,002$ рад (мал.1.3.,Г).

$$C_1 = 5 \text{ кН/мм}; \delta_1 = P_r / C_1 = 100 / 5 = 20 \text{ мм}; l_1 = \delta_1 / \alpha = 20 / 0,002 = 10000 \text{ мм}$$

$$C_2 = 10 \text{ кН/мм}; \delta_2 = P_r / C_2 = 100 / 10 = 10 \text{ мм}; l_2 = \delta_2 / \alpha = 10 / 0,002 = 5000 \text{ мм}$$

Кількість зривів (циклів навантаження) за 1 хв на шляху 80 м.

$$n_1 = L / l_1 = 80 / 10 = 8 \text{ цик};$$

$$n_2 = L / l_2 = 80 / 5 = 16 \text{ цик.}$$

Енергія пружної деформації моста на 1 цикл

$$W_1 = 0,5 P_r \delta_1 = 0,5 \times 100 \times 0,02 = 1 \text{ кДж};$$

$$W_2 = 0,5 P_r \delta_2 = 0,5 \times 100 \times 0,01 = 0,5 \text{ кДж}$$

Витрати енергії на пружну деформацію моста за 1 хв

$$W_1 = n_1 W = 8 \times 1 = 8 \text{ кДж};$$

$$W_2 = n_2 W = 16 \times 0,5 = 8 \text{ кДж}$$

При збільшенні жорсткості моста частота зривів в зачепленні (кількість циклів навантаження) збільшується в прямо пропорційній залежності, а поперечна деформація і довжина відрізка шляху до зриву, енергія пружної деформації за цикл зменшується в обернено пропорційній залежності.

Величина енергії пружною деформації конструкцій з різною жорсткістю за однакові відрізки часу (при проходженні краном рівного шляху) залишається незмінною, але частота навантажень зі збільшенням жорсткості зростає.

3. Вплив величини сумарного зазору A (рис.3.4.). Величина сумарного зазору між ребордами і рейками приймається $A = 2a + e$, за звичайно $a = 15$ мм, $e = 5$ мм, де $a = \pm 15$ симетричний допуск на відхилення рейки від поздовжньої осі, тому сумарний зазор змінюється в межах $A = 5 \dots 35$ мм, а величина відхилення кранового колеса в цьому випадку може змінюватися в межах $\delta = 0 \dots 35$ мм. Жорсткість моста дорівнює $C = P_{r \max} / \delta_{\max}$ і $\delta_{\max} = P_{r \max} / C$, якщо $\delta_{\max} > 5$ мм, то зміна ширини прольоту може не впливати на досягнення максимальних значень $P_{r \max}$ і $W_{\max}$

Якщо $\delta_{\max} > 5$ мм, то величина розпирних сил P_r і витрат енергії W при русі крана можуть не досягати максимальних значень внаслідок обмеження деформацій δ передчасним упором реборд в місцях звуження рейкової колії.

Якщо $\delta_{\max} > 35$ мм, то величина P_r і W не досягають максимальних значень на всій довжині прольоту, тому що упор реборд в рейки буде відбуватися тільки після досягнення $\delta_{\max}$

Величина розпірної сили і енергії, що витрачається на пружну деформацію моста прямо пропорційна також вертикальній навантаженні на колесо P_B і коефіцієнту тертя f .

Вище було показано, що при дуже жорсткому крановому контурі деформації моста не відбуваються, тобто немає чергуються (циклічних) пружних навантажень конструкцій (немає зривів в контактах), а перекошене колесо в процесі кочення безперервно (пружно) проповзає поперек рейки, розсіюючи енергію на зсувні деформації. При $\alpha = 40' \dots 50'$ пружне про повзання переходить в звичайне тертя ковзання і розпирна сила досягає граничної величини $P_r = P_B f$. У цьому випадку за цикл навантаження в горизонтальній площині можна прийняти час руху крана в одному напрямку, включаючи і зупинки. Експерименти і спостереження за роботою кранів показують, що під час стоянки величина розділеної сили не зменшується. Зміна напрямку руху

призводить до зменшення сили до нульового значення і збільшення з протилежним знаком до $-P_{r\max}$. Реборди перекошених коліс зазвичай притиснуті до рейок і інтенсивно зношуються. При нульовій жорсткості кранового контуру розпірна поперечна сила не виникає, а реборди коліс, встановлених з перекосом, завжди притиснуті до бічних поверхонь рейок. Нульову жорсткість мають кранові мости з однією шарнірною опорою на шлях, наприклад, козлові крани і перевантажувачі. З розглянутого вище видно, що бічні розпірні сили P залежать від f -коефіцієнта тертя ковзання колеса поперек рейки $P_r = fP_B$. За нормами $f = 0,1$ [18] або $f = 0,15 \dots 0,2$ [6] тобто нормативна величина бічних сил порівняно невелика.

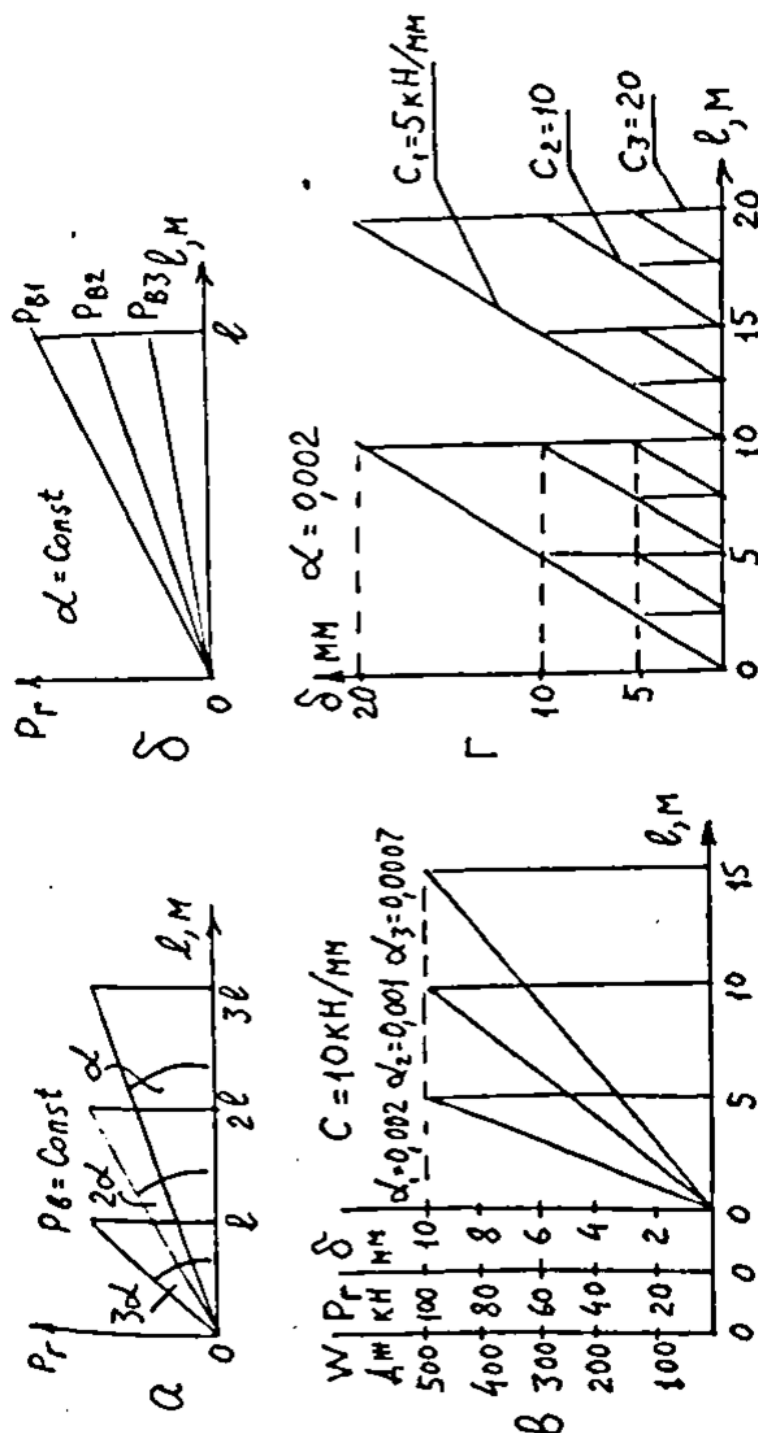


Рисунок 3.2 Залежність бічної (сили) P_r від кута перекосу колеса α , вертикального навантаження на колесо P_B і відрізка шляху l , прохідного колесом до зриву в контакт: а - залежність P_r від кута α і пройденого шляху l , при постійному P_B ; б – залежність P_r від вертикального навантаження на колесо P_B і пройденого шляху l , при постійному α ; в - залежність W від кута α ; г - залежність δ і l від жорсткості моста C .

Однак, розпірні сили, як показує досвід експлуатації, можуть досягати великих значень, при яких ходові колеса виповзають ребордами на рейок і піднімають міст. Така ситуація можлива якщо розпірна сила, що залежить від кутів набігання (перекосу) коліс досягає критичної величини, чому сприяють: висока шорсткість покритих задираками труться реборд і бічних граней рейок; зниження вертикального навантаження на колесо; залежність між поперечною і тяговою силами, аналогічна зв'язку існуючої між силами, що діють на клин, коли невелика рушійна, створює велику поперечну силу; відгин сильно зношеної реборди назовні. Таким чином, перекіс коліс в горизонтальній площині викликає поява не тільки змінних розпірних сил в горизонтальній площині, а в ряді випадків і вертикальних, розпірних сил до виповзання коліс на рейки, на що витрачається механічна енергія, вироблювана електродвигуном механізму пересування крана

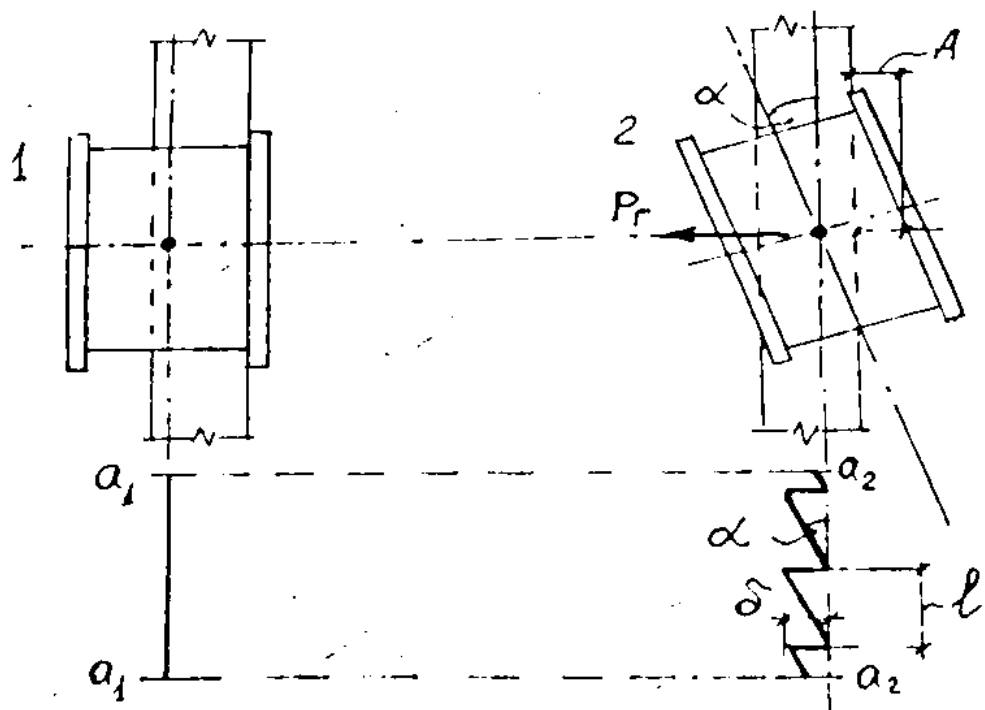


Рисунок 3.3. Вплив величини сумарного зазору реборд-рейок A на досягнення максимальних значень P_r і W .

3.1 Вплив точності установки коліс на рух крана

На мал.3.4 показана крива розподілу, що характеризує досягається в практиці точність установки коліс в конструкцію мосту. З малюнка видно, що тільки 55% коліс мають перекус $\alpha < 0,002$ рад, допускається за нормативами (ГОСТ 24378-80), 12% відповідають $\alpha < 0,0005$ рад, що допускаються по нормам (ГОСТ 7131 - 64) і 4% для $\alpha = 0,005 \dots 0,006$ рад, для яких по кривим пружного ковзання коефіцієнт тертя може мати величину $f=0,3 \dots 0,37$.

Цікавий факт - близько 50% кранів, які знаходяться в експлуатації, мають пошкодження разом установки коліс в кінцеві балки, тобто стільки ж у процентному відношенні, як і число коліс, що мають неприпустимий ГОСТом перекус в горизонтальній площині.

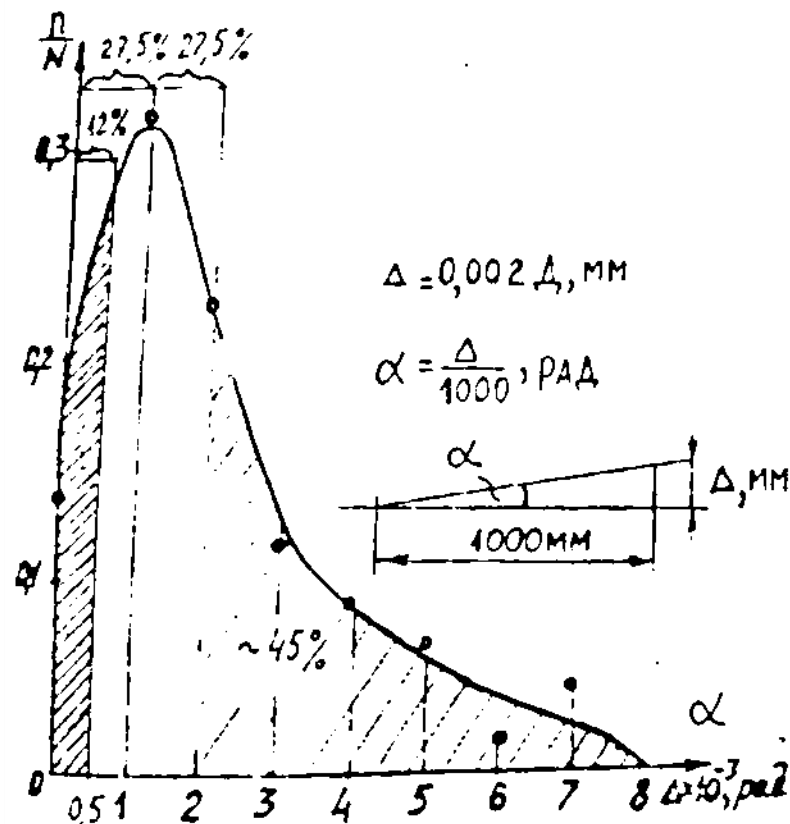


Рисунок 3.4. Щільність розподілу величин кутів перекосу ходових коліс в горизонтальній площині: α - кут перекосу; N - загальна кількість обстежень коліс; n_1 число коліс з перекусом Δ_1

Для аналізу кінематики руху розглянемо звичайний 4-х колісний кран. Припустивши, що величина кутів перекосу коліс однакова, визначимо кількість можливих комбінацій їх взаємного розташування в мосту (рис. 3.6.), Що дорівнює 81. Велика кількість комбінацій істотно ускладнює силовий і кінематичний аналіз руху кранів, а, отже, і горизонтальних поперечних реакцій, що діють на міст.

Спробуємо спростити завдання, використовуючи теорію пружного ковзання. Очевидно, що при установці в міст, колесо може, мати тільки одне з трьох основних положень: точно, кутом вперед, кутом назад (мал. 3.6.)

При точній установці в міст колеса поперечні розпирні сили при русі кранів не спостерігаються, при установці кутом вперед з'являється поперечна сила ковзання, спрямована вправо, а кутом назад - вліво.

У кожному 4-х колісному крані є дві пари коліс з двома паралельними осями. Уздовж кожної з осей рівнодіюча поперечних сил ковзання може бути дорівнює нулю, спрямована вправо або вліво. У разі нульового варіанту кран рухається вільно, без торкання реборд з рейками.

Якщо вздовж обох осей сили спрямовані в одну сторону, то буде односторонній притиснення реборд коліс до рейок, якщо в різні - отримаємо діагональний перекис моста.

Аналіз показав (див. Рис. 3.6), що 81 варіант взаємного перекосу коліс можна згрупувати в три окремих поєднання, які будуть відповідати трьом видам руху крана по рейках: вільному, одностороннього і діагонального. Спостереження за рухом кранів в експлуатації підтверджують достовірність цих висновків [9,10,11].

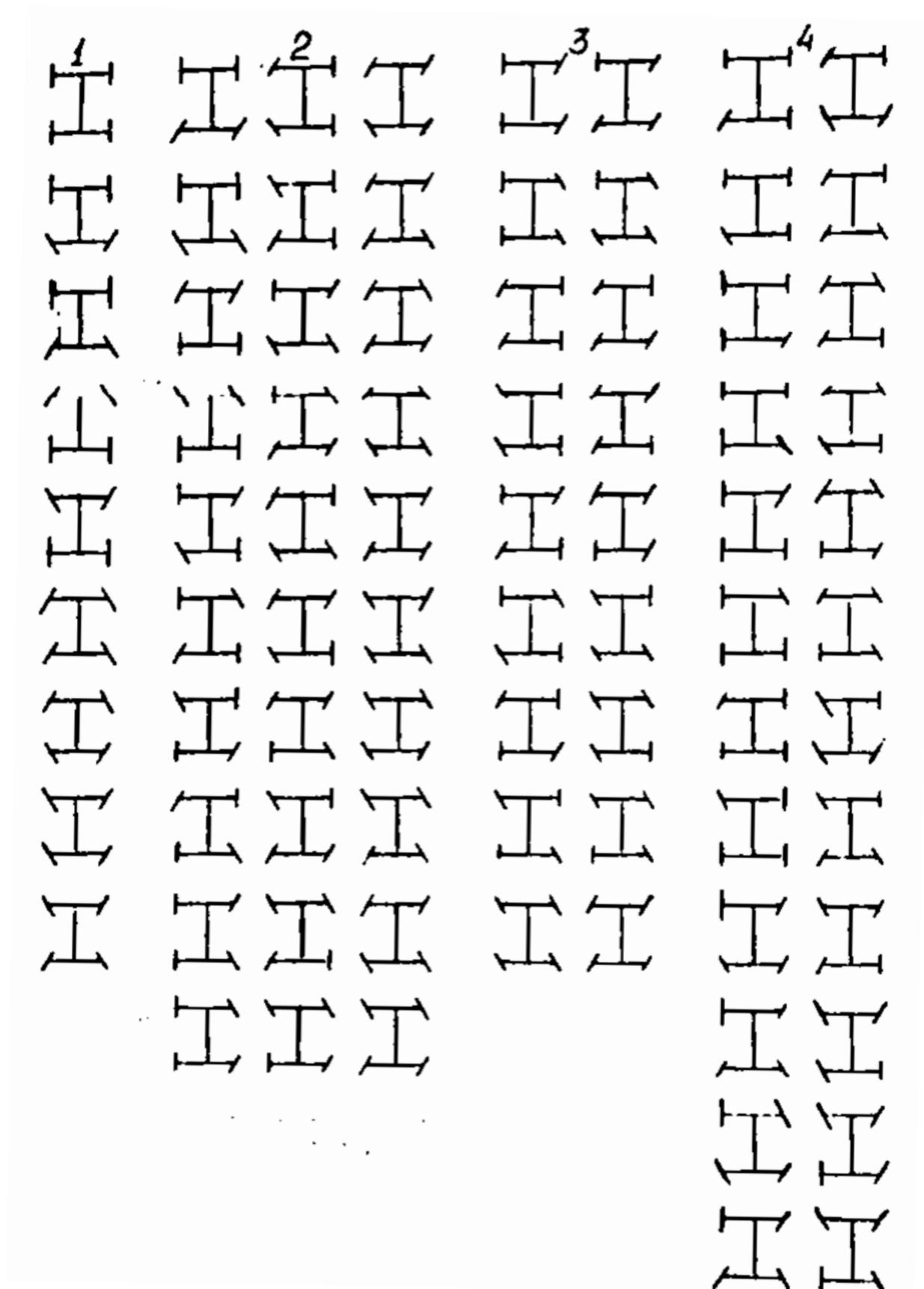


Рисунок 3.5. Варіанти взаємного розташування перекошених коліс на 4-х колісному крані.

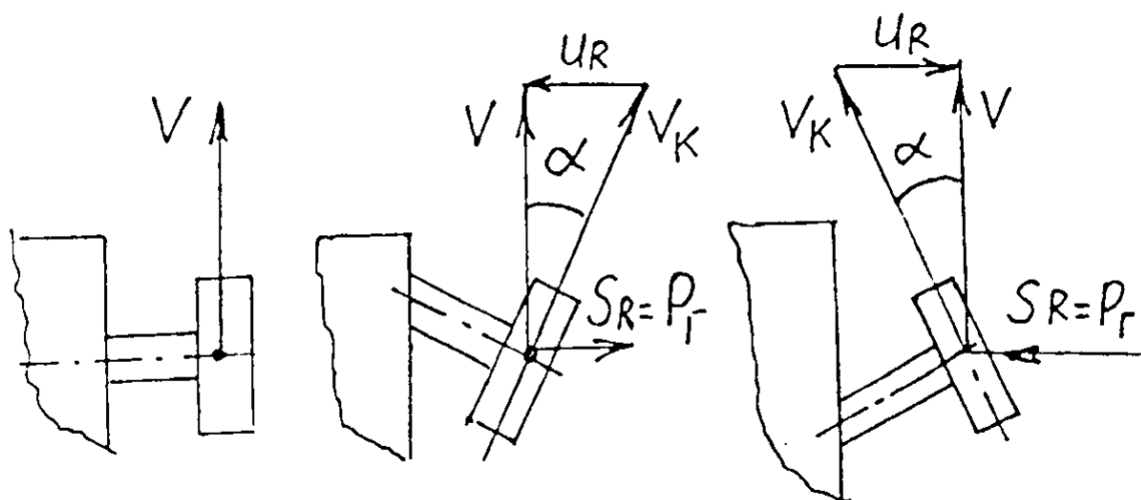


Рисунок 3.6. Основні види установки коліс в мості: 1 – Без перекосу; 2 – кутом вперед; 3 – кутом назад.

Зі сказаного вище випливає, що кожна пара коліс із загальною віссю в поперечному перерізі матиме свою рівнодіючу силу, величину і напрямок якої можемо визначити наступним чином.

Розглянемо 4-х колісний кран (рис. 3.7.).

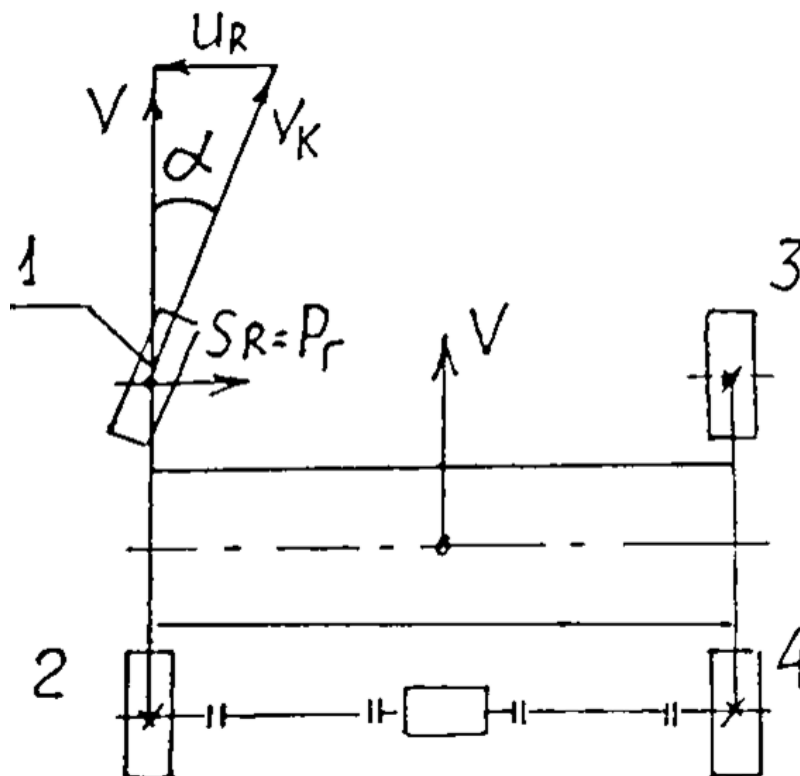


Рисунок 3.7. Чотирьохколісний кран з перекошеним колесом 1.

До упору будь-якого з коліс (1 і 3) ребордою в рейок, колісна пара (1 і 3) переміщається паралельно поступово зі швидкістю V поступово зміщуючись вправо. Після упору ребордою в рейок будь-якого з коліс (1 і 3) подальший зсув крана вправо припиняється. Кут діагонального повороту моста при цьому зміщення залежить від бази крана B і сумарного зазору рейок-реборда, збільшуючи перекіс набігаючого колеса 1. Визначимо кут додаткового перекосу. Відношення величини B/L для мостових кранів вибирається в межах $B/L=1/7 \dots 1/5=0,143\dots 0,2$, де B - база і L - проліт мосту. При $B/L = 1/8 = 0,125$ спостерігається заклинювання крана в процесі його руху по рейках. Для $B/L = 0,2$ кут перекосу моста при діагональному розвороті визначимо наступним чином.

Якщо $B = 0,2 L$, а максимальний зазор між ребордою і рейкою 30 мм, тоді $\alpha_1 = 0,03/B = 0,03 / 0,2 L$, при мінімальній величині $L = 16,5$ м, $\alpha_1 = 0,03/0,2 \times 16,5 = 0,009$ рад.

Найбільший, що допускається нормами, кут перекосу 0,002 радий, тоді сумарна величина кута набігання дорівнює $\alpha = 0,009 + 0,002 = 0,011$ рад.

При куті перекосу $\alpha = 0,011$ пружне зміщення досягає майже максимальної величини і коефіцієнт тертя по кривій пружного ковзання $f = 0,49\dots 0,5$.

У разі упору в рейок зовнішньої реборди колеса 1 сила притиснення в контакт $P_r = 0,5P_B$, а розпирна сила в прольоті $F = 0$.

Якщо в рейок впирається внутрішня реборда колеса 3, то сила його притиснення в контакт і розпирна сила в прольоті моста змінюється по «пилкоподібний» закону з межами від $P_r=0$ до $P_r=0,5 P_B$, якщо не враховувати інших можливих чинників.

Якщо колесо 3 теж має аналогічний перекіс, як і колесо 1 і в рейок впирається внутрішня реборда колеса 3, то сила його притиснення в контакт змінюється по кривій (рис.3.8.). Яка виходить силовим замиканням від сили ковзання колеса 3, тобто $P_{ГЗ}$, викликаной його перекосом на кут α і додатковим

тиском розпирної сили P_{r1} по «пилкоподібному» закону. В результаті отримаємо

$$P_{3 \max} = P_{r3 \max} + P_{r1 \max}$$

Аналогічним чином, задавшись величиною кутів перекосу і їх напрямком для будь-якої пари коліс, можна визначити сили поперечного ковзання, що діють на кран.

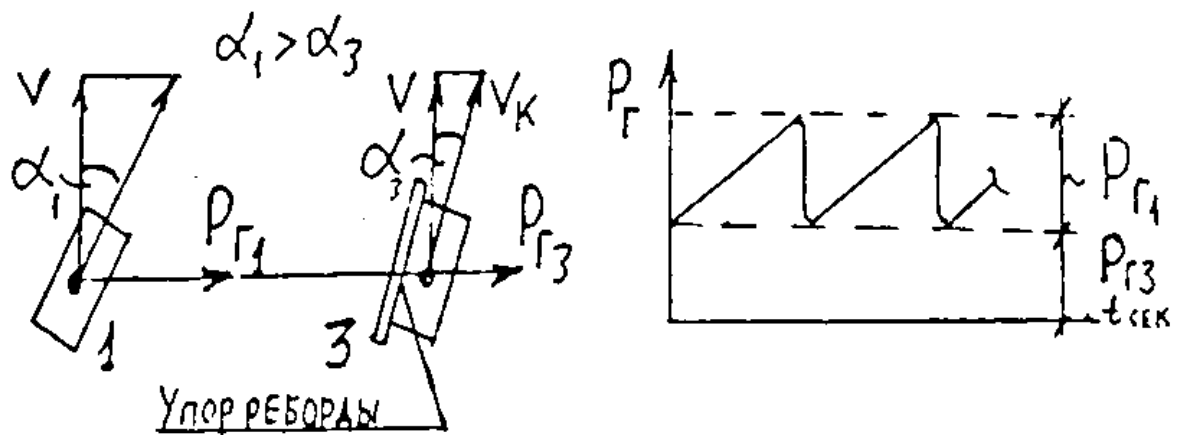


Рисунок 3.8. Графік зміни сили притискання колеса 3, якщо обидва колеса мають перекоси в горизонтальній площині з кутами α_1 і α_3 по годинниковій стрільці.

3.2 Висновки

1. Робота різних механізмів (і системи кран-естакада) може бути представлена як передача енергії тертям при взаємодії тіла енергоносія і контртіла.

Процес передачі енергії тертям (або пружним ковзанням) при спільному, відносному переміщенні систем з пружними ланками відбувається дискретно і супроводжується циклічними, пружнопластичними деформаціями як ланок, так і майданчиків їх контактування.

2. Якщо конструкція моста або підкранової естакади пружноподатлива в напрямку поперечному до рейки, то в процесі руху крана, перекошене колесо впливає на них подібно клину, викликаючи пружні поперечні деформації моста і естакади, які тим більше, чим більше кут перекоосу а й шлях, пройдений колесом.

Зі збільшенням поперечної деформації збільшується розпирна сила, яка досягнувши максимуму $P_r = f_0 P_B$ де f_0 - коефіцієнт тертя спокою при ковзанні, викликає прослизання колеса поперек рейки, а поперечна сила зменшується до $P_r = 0$, після чого процес повторюється і т.д.

3. Зі збільшенням жорсткості моста і балки, шлях, прохідний колесом до зриву зачеплення в контакт і величина поперечної деформації зменшуються по лінійної залежності. Отже, при досить високій жорсткості балки і моста поперечні деформації будуть мізерно малі, колесо, встановлене з перекосом на кут α , роботу по пружною деформації балки і моста не робить і пружна енергія в ній не накопичується, тобто переходить в вібрацію. Енергія, що підводиться в контакти колесо-рейка, буде витрачатися тільки на неприливні зсувні поперечні деформації в контактують шарах металу колеса і рейки, а величина поперечних сил ковзання при постійній вертикальній навантаженні буде залежати тільки від кута перекоосу. Кожному значенню відповідає своя величина поперечної сили, аж до $\alpha = 40' \dots 50'$, після чого починається не пружне (жорстке) ковзання при максимальній величині P_r .

4. У процесі взаємодії колеса з підкрановими спорудами контактний контур виконує роль розподільника механічної енергії, вироблена приводом пересування крана. Залежно від жорсткостей кранового і опорного контурів, величини коефіцієнт тертя в контактах колесо-рейка, вертикальних навантажень на колеса і наявності упору реборд в рейку, контактний контур відпускає всім «споживачам» дозовану кількість енергії, використовуючи кут перекосу колеса, як регулятор її розподілу.

5. Кількість кранових коліс, що мають точність установки в міст, не допускаючи нормами, досягає 50%, що показує тісний кореляційний зв'язок з кількістю кранових мостів, що мають втомні пошкодження металоконструкції в місцях установки коліс, яке становить 50% від загального числа кранів.

6. В умовах експлуатації спостерігається тільки три види руху кранів по рейкових шляхах: вільне (нормальне), з одностороннім або діагональним притисненням (небажане).

4 ХОДОВІ ЯКОСТІ КРАНА

4.1 Поперечні навантаження при русі кранів з шарнірним з'єднанням мостів в залежності від місця установки приводу

Кувальний кран вантажопідйомністю 250/75 тс заводу «Сибтяжмаш» складається з 3-х мостів, які для кращої вписаності в дорозі, з'єднуються шарнірними тягами (рис.4.1.,а). Один, крайній не приводний міст 1 з'єднується з приводним мостом 2 (див. Рис.4.1.,б) двома паралельними кінематичними сполуками, що складаються з двох коробчастих тяг з трьома циліндричними шарнірами кожне (кінематичні пари 5-го класу). Дві кінематичні пари з осями у напрямку Z-Z і одна з X-X.

Такі з'єднання забезпечують взаємне переміщення мостів 1 і 2 по осі X-X в горизонтальній площині і за задумом проектувальників повинні були забезпечити кращу вписаність в шляху складеного моста, що мав значну величину загальної довжини (бази крана).

Спостереження за рухом крана, мостом 1 вперед (див.рис.4.1.,а) показали, що взаємне переміщення мостів 1 і 2 в вертикальному напрямку досягали 30 мм, а в горизонтальній площині (уздовж осі X-X) до 95 мм.

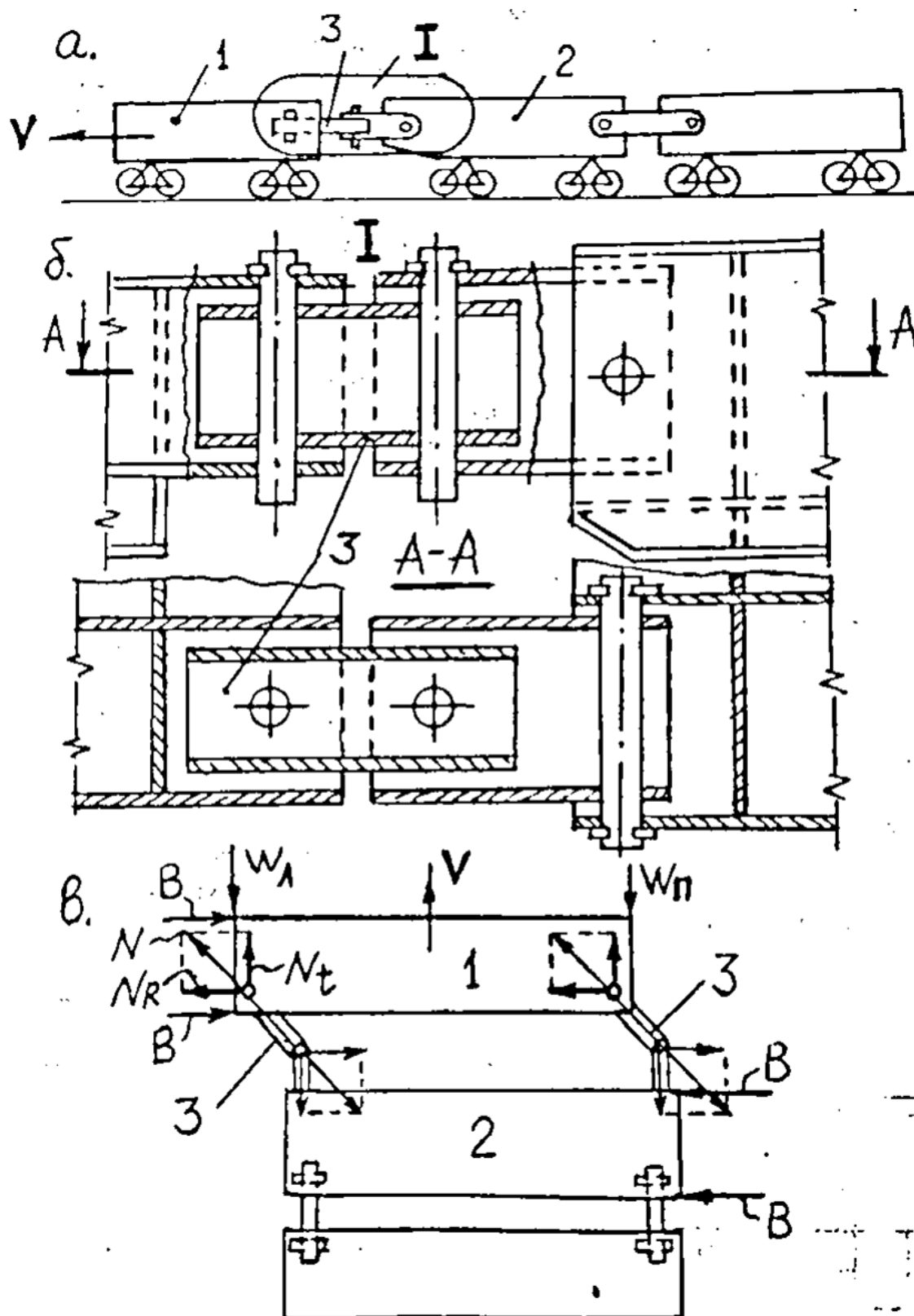


Рисунок 4.1. Зчленування кранових мостів: а - схема зчленування поперечного перерізу; б - конструкція тяги; в - схема сил, що діє на тягу при русі не приводним мостом 1 вперед; W_d і $W_П$ – сили опору руху моста 1 ; N , N_R і N_t – сили тиску тяги; B – бокові сили.

При русі крана мостом 1 вперед опору його пересуванню $W_{\text{л}}$ і $W_{\text{п}}$, спільно з силами поперечного ковзання в контактах колесо-рейок, викликають поворот тяг і поздовжнє сила в тязі N_t дає подовжню N_R і поперечну складові.

Складова N_R викликає взаємне поперечне переміщення мостів 1 і 2 в протилежні сторони, притискання реборд коліс до рейок і поява бічних розпирних сил B , величина яких залежить від сил опору руху моста 1, довжини тяг 3, величини сумарного переміщення мостів 1 і 2, величини і напрямки кутів перенесення коліс моста 1.

Максимальну силу, що штовхає (або тягне) крайній, не приводний міст 1, при наявності на крані 4-х приводних коліс і найбільшому навантаженню на кожне з них $P_B = 500$ кН, при сухому контакті можемо прийняти $N_t = 4fP_B = 4 \times 0,25 \times 500 = 500$ кН, де N_t - сила тяги; $f = 0,25$ найбільший коефіцієнт тертя в контакті колесо-рейка,

У початковий період експлуатації спостерігається прискорене зношування колісних реборд і бічних граней підкранових рейок, що призводить до подальшого збільшення взаємного переміщення мостів та поперечних сил. При настанні критичної ситуації - зношені (ослаблені) реборди згинаються (мал. 4.2.)

В кінцевому підсумку в процесі руху моста поперечні сили викликають виповзання відігнутих реборд вгору по голівці рейки, між поверхнями катання коліс і рейок з'являється просвіт до 15 мм і кочення коліс відбувається на відігнутих ребордах.

При довжині тяг 500 мм і бічному взаємному переміщенні мостів 95 мм (великий знос реборд і бічних поверхонь головок рейок) величина поперечної сили розклинювальної ребордами мости і рейки

$$N_R = N_t \operatorname{tg} \alpha = 500 \cdot 0,191 = 95 \text{ кН},$$

$$\operatorname{Sin} \alpha = 95/500 = 0,191; \text{ тоді } \alpha = 110^\circ \text{ і } \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{Sin} \alpha$$

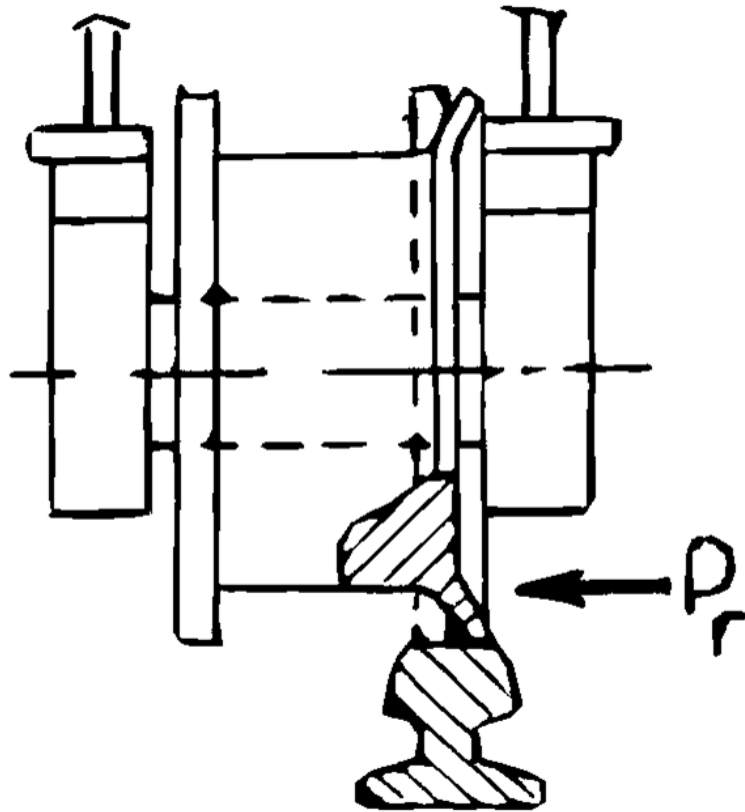


Рисунок 4.2. Виповзання зношеної і вигнутою колісної реборди на підкранових рейок в процесі руху крана під дією бічної сили P_r .

При русі крана з мостом 1 ззаду (режим тяги) взаємне переміщення мостів по осі Х-Х не перевищувало 5 мм, кочення деяких коліс по рейках відбувалося з притисненням до голівок рейкою, але виповзання на реборди і поява зазору між поверхнями катання коліс і рейок не спостерігалось.

На кувальних 3-х мостових кранах вантажопідйомністю 550 т мости з'єднуються гнучкими зв'язками із сталевих канатів (рис. 4.3). Такі тяги передають тільки одну зв'язку по осі У-У натягом канатів, якщо крайній міст буксирується, або штовханням жорсткими буферами, при русі не приводних мостів вперед. Через рік після введення в експлуатацію реборди коліс (діаметр коліс 1000мм) були повністю зношені, підкранових рейок типу Кр140 на дліне 150 м мав знос головки на бонових поверхнях до 30 мм

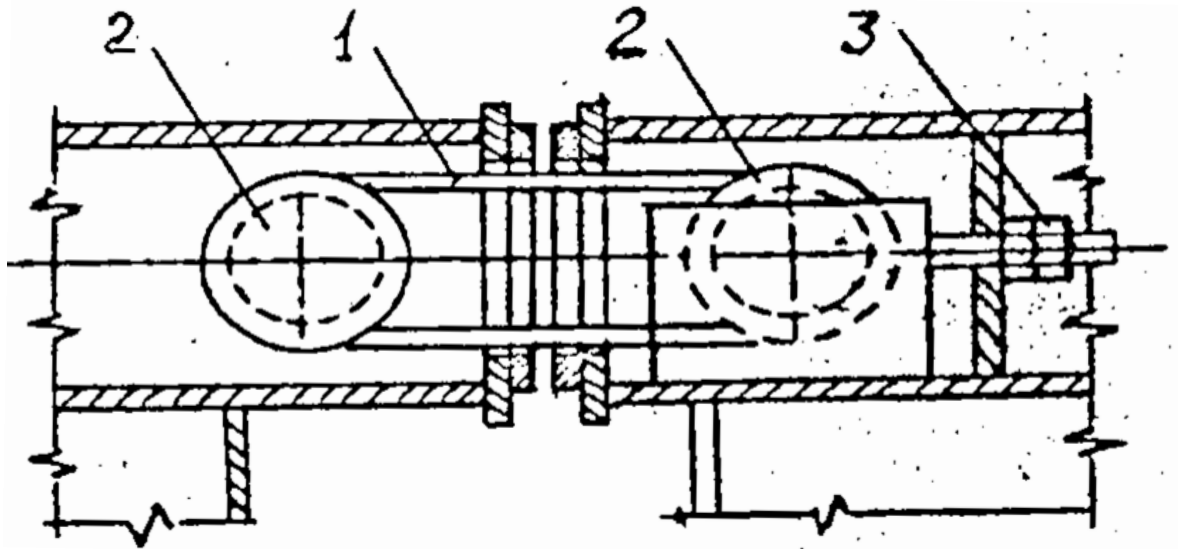


Рисунок 4.3. Конструкція гнучких зв'язків з канату для з'єднання кранових мостів: 1 трос; 2 - блок; 3 – натягу вальний пристрій.

4.2 Аналіз конструктивних методів зменшення навантажень на міст крана, що застосовуються на практиці

За результатами викладених вище досліджень представляється можливим дати оцінку заходів, що застосовуються у виробничій практиці для зниження поперечних сил, що діють на зварні конструкції кранових мостів і підкранових балок, а також зносу реборд.

Доцільно використовувати термінологію, прийняту на залізничному транспорті. З якої рейок впливає на реборди набігаючого колеса, назвемо напрямних зусиллям H , а зворотний йому реактивну силу, з якою реборда тисне на рейок - бічним тиском - B . Коли реборди не взаємодіють з рейкою, то сили зчеплення викликані поперечним ковзанням колеса по рейці на контакті позначимо F , якщо вона діє на колесо, і V - зворотний їй реактивну силу діючу на рейок. Лівому, по ходу руху, колесу присвоюємо індекс «Л», правому - «П».

Зазвичай кути перекосу коліс, складових пару, не рівні і чим більше величина різниці кутів перекосу однієї пари, тим менше відрізок шляху руху крана на якому бічний тиск досягає максимуму.

Розглянемо варіант взаємного перекосу коліс, розташованих в одному поперечному перерізі крана і, їх силове взаємодія з рейками. При перекосі одного колеса. Розпирна сила, внаслідок поперечного ковзання цього колеса, буде зростати зі збільшенням прохідного шляху і може досягти максимуму, рівного силі тертя ковзання. Якщо під час руху крана реборда не перекошеного колеса упирається в рейок (рис. 4.1., В), то розпирна сила продовжує збільшуватися поки не досягне максимальної величини. При упорі реборди перекошеного колеса зростання розпирної сили припиняється і при подальшому русі крана величина її внаслідок поперечного пружного прослизання колеса не має контакту реборди з рейкою, буде зменшуватися. У разі упору реборди перекошеного колеса, сила поперечного ковзання F_L в точці С врівноважується реакцією рейки в точці А, тобто відбувається замикання сил на ділянці рейки АС. Криві лінії kC і pC умовно зображують напрямок вигину при деформації волокон колеса (kC) і рейки (pC) силами зчеплення F і B (Н і Б), що діють на плямі С.

Коли обидва колеса перекошені на однаковий кут відбувається поперечне зміщення крана і розпир не виникає. Якщо внутрішня реборда одного з коліс упреться в рейок, то з'являється розпир, що стискає міст крана, якщо зовнішня реборда - розтягує. У всіх варіантах відбувається знос реборди, що має контакт з головкою рейки.

У разі однакових, але спрямованих в різні боки кутах перекосу коліс при русі крана з'являється розпир, але поперечного зсуву моста не відбувається. Якщо ліве колесо має більший кут перекосу $\alpha_L > \alpha_P$ з'являється розпир і зміщення моста вправо. Напрямок зсуву також залежить від величини вертикального навантаження діючої на колесо і стану поверхні контакту, тобто величини коефіцієнта зчеплення f . При $P_P > P_L$ і $f_P > f_L$ можливий відведення моста крана вліво. Хоча $\alpha_L > \alpha_P$ і $U_{RL} > U_{RP}$

Кут перекосу кранових коліс $\alpha = 0,01$ А, рад і $\Delta = 0,002D$, мм по ГОСТ 24378-80 не повинен перевищувати $\alpha < (0,002D) / 1000$, де D - діаметр колеса, але часто цей допуск не відповідає нормативу. Причинами неприпустимих

перекосів коліс є: деформації після ремонту електрозварюванням кінцевих балок біля буксових вузлах, відступу допущені на заводі-виробнику, неточність виготовлення корпусів букс, якими комплектуються колеса, встановлені замість зношених, втрата заводських (встановлюються під букси) регулювальних прокладок при заміні коліс. Дослідження проведені на 14 кранах, що мали від 4 до 16 коліс (всього 108 коліс) показали, що більше 30% коліс мають перекося вище допустимих ГОСТом.

Схема дозволяє показати силове взаємодія коліс з рейками при різних ситуаціях: в залежності від перекосу коліс, контакту реборди з рейкою тощо, більш наочно уявити особливості процесу.

Загальна оцінка методів наводиться нижче.

1. Підвищення точності установки ходових коліс призводить до подовження шляху, прохідного до досягнення максимального бічного тиску, тому доцільно забезпечити установку коліс в межах допуску не більше $\Delta = 0,002$ Д, як було потрібно раніше по ГОСТ 24378-80.

2. Збільшення відстані між ребордами коліс може подовжити шлях до досягнення $P_{r_{max}}$ і трохи знизити інтенсивність їх але не усуває зростання сили розпору і збільшує кут набіганні на рейок, тобто сприяє зростанню бічного тиску на рейок і, в кінцевому підсумку, погіршує ситуацію.

3. Забезпечення вільного переміщення коліс на осях і осей в буксах по одній стороні крана може сприяти, в межах цього переміщення, силового замикання реборди колеса, встановленого з перекосом, з рейкою і інтенсивного зносу реборди і рейки. Розпірної сили в цьому випадку не буде.

4. Застосування конічних коліс при центральному приводі, або синхронізуючого вала на не приводних колесах, підвищує стійкість руху крана і зменшує знос реборд, але не усуває освіти розпірних сил, що викликаються перекосом коліс в горизонтальній площині

5. Установка під рейкою підкладок зі сферичною поверхнею може знизити вплив поперечних розпірних сил на конструкції, але сприяє силовому замикання колісних реборд з рейками і їх інтенсивного зносу, а при

діагональному перекосу збільшує кут набігання, тобто бічний тиск колеса на рейку.

6. Забезпечення вільного переміщення рейок на підкранових балках в поперечному напрямку за рахунок видалення їх кріплення на ділянках довжиною до 10 метрів і більше дозволяє зменшити величину розпирних сил. Зсув не закріплених рейок щодо поздовжньої осі підкранових балок призводить до ексцентричного додатком вертикальних навантажень, викликає вигин і крутіння верхнього пояса відносно стінки і сприяє втомленому пошкодженню шва. Переміщення рейки сприяє силовому замикання реборд з рейкою і їх зносу.

7. Установка приводу на напрямні по ходу руху крана колеса (передні і задні), дозволяє зменшити вплив поперечного пружного зсуву на відведення крана від прямолінійного руху. Знижує інтенсивність зносу реборд, вплив направляючого зусилля на втомні пошкодження конструкції моста і бічного тиску на підкранові споруди.

8. Зниження згинально-жорсткості на кранових мостів з площини ХОУ дозволяє забезпечити статичну визначність обпирання крана на рейки і в межах кінцевий балки вирівняти вертикальні реакції на колеса, що може знизити максимальну величину бічних сил за рахунок зменшення вертикальних навантажень на колеса, а отже впливати на стійкість крана.

9. Застосування розрізних мостів (конструкції Олександрійського заводу ПТМ) вирівнює вертикальні навантаження на колеса в межах кінцевий балки, зменшує дію розпирних сил на конструкції кранового моста і підкранових споруд, не знижує інтенсивність зносу реборд коліс, викликаного силовим замиканням (притисненням перекошеного колеса до рейки силою поперечного ковзання). Її залежно від величини вільного переміщення в шарнірному з'єднанні головної балки з кінцевими, може статися виповзання реборди на рейок і сколювання колеса на іншу сторону рейки, тобто падіння кінцевий балки на рейок. Усувається можливість заклинювання крана при розширенні або звуженні колеса і діагональному перекосу моста.

10. Застосування гнучкої (шарнірної) опори по одній стороні крана (типу козловий кран) усуває розпирні сили, але не знижує інтенсивність зносу реборд при силовому замиканні колеса з рейкою.

11. Зменшення сил зчеплення про контакт рейок-колесо при нанесенні змащення на поверхню рейки дозволяє отримати стійку величину коефіцієнта тертя рівного $f = 0,1$ при всіх кутах перекосу колеса і вертикальних навантаженнях на нього. В цьому випадку ускладнюється гальмування крана і при зупинці необхідно реверс обертання приводних коліс противно включенням контролера. Довжина шляху ковзання залежить від маси крана, його швидкості.

12. Установка на кран безребордних коліс з боновими утримують роликами усуває часту зміну коліс для наплавлення реборд але може збільшувати вплив бічних сил на підкранові шляхи і міст крана. В процесі експлуатації таких кранів помічено, що при підвищених кутах перекосу (значному бічному тиску) ролики з конічною поверхнею кочення можуть виповзати вгору по ухилу головки рейки, піднімаючи кінцеву балку. Бічний тиск збільшується за рахунок додаткового навантаження від ваги піднімають частини крана.

Виконаний вп. 4.2. аналіз методів, застосовуваних для зменшення бічних навантажень, що діють на кран і підкранових естакаду, показав їх практичну непридатність, ця обставина пояснюється нерозумінням причин, що викликають такі навантаження.

4.3 Причини появи вібраційних навантажень в кранах

Будь-яка машина рухається під дією сил, прикладених до її ланках. Сили, що діють на ланки механізмів крана, представлені нижче двома групами, можуть бути наступні:

перша група

- 1) Сили рушійні. Це сили, прикладені до рушійному ланці механізму з боку електродвигуна;
- 2) Сили робочих (корисних) опорів. Це сили, для подолання яких призначений кран, тобто підйом, опускання і транспортування вантажів;
- 3) Сили ваги ланок машини;
- 4) Сили інерції ланок машини - динамічні, залежні від прискорення ланок машини. У швидкохідних машинах динамічні навантаження можуть перевершувати статичні і їх облік дуже важливий.
- 5) Сили реакцій в кінематичних парах.

друга група

- 6) Сили тертя (шкідливого опору).
- 7) Сили пружності.

Для кожної машини або споруди необхідно проведення силового розрахунку з метою з'ясування величини і характеру навантажень, що діють на ланки (елементи) механізмів. Основою для проведення якого є сили першої групи, їх використовують для статичного і динамічного розрахунку конструкції.

За відомим навантажень виробляють розрахунок ланок на міцність і визначають раціональні форми і перетину ланок.

За результатами силового розрахунку визначають також сили тертя для конструювання підшипникових вузлів і оцінки додаткових витрат потужності в вузлах тертя, а також при русі по підставі (рейках, ґрунту і т.п.). При необхідності визначають сили пружності.

Якщо в процесі проектування, виготовлення і монтажу крана не були допущені відступи від нормативних вимог, встановлених на підставі досвіду його тривалого використання в виробничих умовах, то експлуатація не викликає ускладнень і відбувається відповідно до зазначених в паспорті характеристиками. Поява вібрації - перша ознака порушення вимог до якості виготовлення.

Коливання, які спостерігаються в кранових місцях можна розділити на дві основні групи:

1. Коливання, що відбуваються з частотою рівною власній частоті конструкції моста крана, порушувані дією імпульсу сили, викликаного зміною швидкості руху крана (візка і вантажу) або маси вантажу. Дослідженнями з цієї проблеми давно і багато займаються різні фахівці в області динаміки кранів [12,13,14,15]. Ці коливання обумовлені дією сил першої групи.

2. Вібрація - коливання під дією вимушених коливань з високою частотою зміни. Це захисне явище природи, яке дозволяє відводити і розсіювати надлишок кінетичної енергії, створюваної якимось джерелом збурень в окремих місцях конструкції, шляхом порушення коливань з частотою рівною частоті цієї сили і з хвилею, що біжить. Вібрація це непродуктивні витрати енергії, що виробляється електродвигуном приводу, на здійснення роботи непередбачених додаткових деформацій або переміщень в конструкції, викликаних якимись відступами від нормативних вимог.

Поява вібрації в основному обумовлено дією сил другої групи.

Зазвичай причина появи вібрації в машині (або механізмі) - недостатня чистота обробки, точність складання, твердість контактуючих поверхонь, подача мастила, а також підвищені питомі тиску, викликають видавлювання мастила з контакту і «схоплювання» матеріалу на взаємодіючих поверхнях кінематичних пар.

Можна відзначити наступні характерні особливості вібраційного навантаження.

Велика різниця між власною частотою конструкції мостів частотою вимушених коливань не дозволяє отримати резонансних явищ, що призводять до прискореного руйнування. ,

Зниження частоти вимушених коливань дозволяє збільшити прискорення і додаткові пружні переміщення елементів конструкцій, а, отже,

додаткові сили і витрати потужності в окремих вузлах і в конструкції в цілому, аж; до отримання резонансу.

Висока частота вимушених коливань не дозволяє отримати значні зосереджені сили, а також витрати потужності в окремих місцях конструкції, що не дозволяє здійснити її прискорене руйнування. Тому, висока частота коливань з хвилею, що біжить дозволяє відводити і розсіювати енергію широким потоком порівняно невеликої інтенсивності, не пошкоджуючи конструкції.

При дії змінних низькочастотних навантажень приплив додаткової енергії, що передається вібрацією до місць залягання концентраторів, тобто до місць різкої зміни жорсткості конструкції, де відбувається стрибок в інтенсивності потоку, може мати суттєвий вплив на рухливість дислокацій, а в підсумку на прискорення розвитку втомної тріщини.

Дальність розповсюдження вібрації залежить від здатності, що фільтрує конструкції ті. властивості поглинати енергію коливань на окремих її ділянках, де біжучий хвиля перетвориться в стоячу або витрачається на тертя. Таке поглинання енергії коливань може бути виборчим по частоті.

Причина появи вібрації на кранах: перекис ходових коліс в горизонтальній площині, тертя реборд об рейки, виповзання коліс і бонових роликів вгору по голівці рейки, несоосність і дезбаланс валів, муфт і шківів приводу, низька якість виготовлення редукторів.

Причини появи вібрації на кранах можна класифікувати на дві основні групи, що залежать від якості роботи механізму приводу пересування крана і залежні від взаємодії ходових коліс (і бічних роликів) з рейкою.

Розглянемо різні ситуації, які відбуваються при експлуатації кранів.

1.Перекис ходових коліс в горизонтальній площині.

У цьому випадку (див. Розділи 1, 4) відбувається одночасне: вплив сил реакцій в кінематичних парах колесо-рейка, вплив яких сприяє коченню колеса в площині свого диска, сил тертя в контакт! колесо-рейка, 1 сприяють його руху в цьому ж напрямку і сил пружності, які викликаються поперечним

зміщенням колеса по рейці. Коли величина сили пружності перевищує силу тертя відбувається прослизання колеса і процес повторюється, таким чином з'являється змінне навантаження з амплітудою «пилкоподібної» форми.

Частота і величина навантаження залежить від поперечної жорсткості системи кран-естакада. Під дією пружних деформацій в тому розрізі, де є хоча б одне перекошене колесо, утворюється поперечна розпирна сила, яка також змінюється за формою: пилкоподібної кривої. величина амплітудного значення цієї розпирної сили дорівнює силі тертя ковзання колеса поперек рейки, найбільше поперечне переміщення колеса і частота коливань залежать від сумарної жорсткості моста і естакади, для більшості кранів частота не перевищує два герца.

Наявність масляної плівки на поверхні рейки викликає поява додаткових, високочастотних коливань квазисинусоїдальної форми з частотою близько 8 герц. Які підсумовуючись з основними утворюють змінну знакопостійного навантаження з коефіцієнтом асиметрії циклу $\gamma = 0,63$.

Високочастотна складова утворюється від незначних, систематичних зривів в контакт колеса-рейка по масляній плівці, під дією поперечних пружних сил, обумовлених пружними деформаціями конструкцій (силами пружності). Щільне притиснення набігає реборди перекошеного колеса до бічної поверхні рейки призводить до частих, чергуються зривів і сколів в контакт реборда-рейок (у вертикальній площині), які створюються виповзанням реборди вгору по рейці

Ці безперервні, що чергуються зриви також призводять до високочастотним коливанням, тобто вібрації.

У тих випадках коли кран обладнаний бічними утримують роликами, відбуваються пружні деформації вигину осей роликів і зриви в плямах контакту колеса-рейка у напрямку ОХ, якщо величина сили пружної деформації осей перевищить силу тертя колеса по рейці. Зриви в контактах створюють змінні навантаження високої частоти. Спостерігаються випадки виповзання роликів вгору по голівці рейки і наступні зриви, що створює

вібраційні навантаження вертикальній площині безперервно відбуваються зміни опорів руху крана викликає зміну величини крутного моменту електродвигуна, тобто не стаціонарний навантаження рушійною силою і, отже, змінність реакцій в місцях кріплення редуктора і електродвигуна пересування моста до його конструкції.

Вібрація вузлів приводу може бути викликана незадовільною центруванням і балансуванням обертових ланок.

Порушення нормативних вимог при виготовленні редуктора приводить до появи поздовжнього і поперечного ковзання на поверхні контакту зубів і, як наслідок, поява вібрації.

Змінні навантаження при установці на кран центрального приводу пересування моста, викликаються пружним закручуванням проміжного вала. Після накладення гальма на шків швидкохідного вала редуктора кран, що має велику масу, прагне продовжити рух під дією сил інерції, за рахунок пружного закручування вала. Поле зупинки відбувається рух крана в зворотну сторону, за рахунок сил пружності валу і починаються його зворотно поступові рухи вздовж шляхів, які на лівій і правій кінцевій балці мають зазвичай різний напрямок. Причини, аналогічні розглянутим вище, можуть порушувати вібраційні навантаження в процесі пересування вантажного візка по головним балках кранового моста, а також при розгойдуванні вантажу щодо візки.

4.4 Висновки по розділу

1. Навантажених кранового моста можна знизити вирівнюванням вертикальних і зменшенням горизонтальних опорних реакцій. Всі методи, що дозволяють вирішити цю проблему доцільно назвати «підвищення холодних якостей кранів».

2. Методи підвищення ходових якостей ґрунтуються на:

- забезпеченні статичної визначеного обпирання зварного мосту крана на рейковий шлях, який має відхилення від проектних величин у вертикальній і горизонтальній площині;

- точності установки коліс крана в горизонтальній площині;

- оптимальному співвідношенні розмірів ширини прольоту крана L і його бази B ;

- якість виготовлення і наладки електричної схеми приводу пересування крана;

3. статична визначність обпирання моста можна реалізувати пристроєм шарнірних зчленувань або призначенням оптимальної величини згинально-жорсткості на кінцевих і головних балок, а також жорсткості депланації рами моста.

4. Зниженню величини горизонтальних навантажень сприятимуть:

- оптимальний розмір сумарного зазору між ребордами коліс і рейками по лівій і правій стороні крана;

- правильний вибір місць установки приводних коліс в міст крана;

- застосування конічних приводних коліс;

- установка конічних не приводних коліс, з'єднаних синхронізаційним валом;

- установка ходових коліс в букси на «плаваючих» підшипниках;

- точність установки підкранових рейок в горизонтальній площині, особливо величини зміщення рейок в стиках;

- тип конструкції приводу пересування крана;

- синхронізація пуску і гальмування приводних коліс по обидва боки

- оптимальна жорсткість рами моста в горизонтальній площині.

5. ЛІНІЇ ВПЛИВУ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД СТАТИЧНОЇ ЗМІННОСТІ

Розглянемо чотирьохопорну металоконструкцію двобалкового мостового крана. Такі конструкції називаються пласко-просторовими рамами. Вони складаються із двох головних балок 1, 2, по яких переміщується візок з вантажем 5, приєднаних зварюванням до двох кінцевих балок 3, 4, які мають чотири опорно-ходових колеса A_1, A_2, A_3, A_4 (рис.5.1).

В сучасній інженерній практиці несучі головні балки розраховуються окремо, кожна як двоопорна статично-визначена балка по лініях впливу на максимальні вертикальні реакції в опорах, перерізувальну силу, згинальний момент. Також відомий розрахунок консольних балок на максимальні перерізувальні сили та згинальний момент по лініям впливу.

В процесі експлуатації чотирьохопорна пласко-просторова рама мостового крана має в умовах експлуатації в кожному конкретному положенні вантажного візка вздовж прогону крана фактично три конкретні точки опори, комбінація яких у залежності від переміщення візка з вантажем може змінюватися. При русі візка назад попередня комбінація опорних точок відновлюється. Сполучення опорних точок також постійно змінюється і відновлюється під час руху мостового крана з вантажем вздовж підкранової колії. Отже, під час переходу візка з вантажем через критичне положення відбувається миттєве обертання моста крана відносно його діагональної осі. При обертанні моста вибирається зазор між колесом, яке до цього не було опорним, та підкрановою рейкою і в ту ж мить утворюється зазор під діагонально-протилежним колесом. Вказані зазори є результатом допускної та експлуатаційної нерівномірності діаметрів усіх чотирьох опорно-ходових коліс, експлуатаційного зносу коліс, нормативного і не нормованого відхилення підкранової колії від горизонтальності з експлуатаційних причин, а також допускних відхилень розмірів металоконструкції моста при його виготовленні. Ці зазори особливо відчутні для короткопрогінних і жорстких мостів і менш суттєві для довгих та податливих мостів.

На рис. 5.1 приведено два положення чотирьохопроного вантажного візка вздовж мосту. Припустимо, що в першій позиції пласко-просторова рама мосту опирається на опорно ходові колеса $A_1A_2B_2$. Між колесом B_1 і рейкою є зазор δ , який утворюється за рахунок нормативних відхилень рівнів по вертикалі кожної підкранової рейки, а також експлуатаційної різниці діаметрів опорно- ходових коліс крана. Після переходу точки O_1 (центра ваги візка) через точку O (центр діагоналей моста), тобто візок переходить в другу позицію, відбувається миттєве обертання моста крана навколо діагоналі A_1B_2 , і балка 1 перетворюється з консольної на двоопорну, а пласко-просторова рама мосту отримує опорний контур $A_1B_1B_2$.

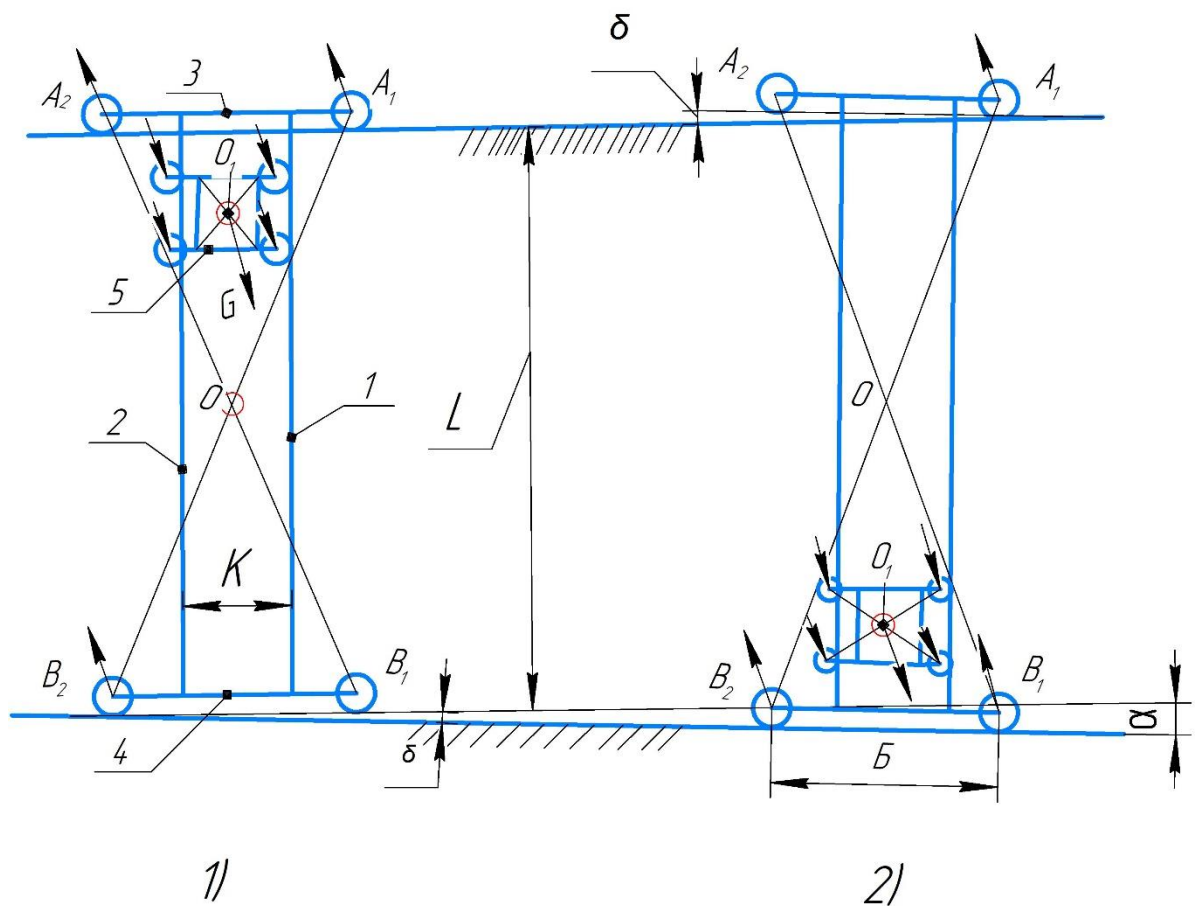


Рисунок 5.1 – Схема пласко-просторової рами мостового крана під час руху

Для першого положення головна балка 1, як основний несучий елемент, є консольною. При подоланні вантажного візка критичного положення головна балка миттєво стає двоопорною статично-визначеною. Відповідно,

лінії впливу реакцій опор A , згинальних моментів M_{max} для балки змінюють свій характер (рис.2). В цю ж мить лінія впливу згинального моменту M_{max} головної балки, як основного розрахункового фактора, змінює знак на протилежний. Якщо для консольної балки верхній пояс є розтягнутим, а нижній – стиснутим, то для двоопорної балки, навпаки, верхній є стиснутим, а нижній – розтягнутим. За повний цикл переміщення візка вздовж такої балки її верхній і нижній пояси завантажуються знакозмінними циклами з напруженнями, близькими до симетричного циклу. Часто при експлуатації малопрогінних кранів великої вантажопідйомності з важкими режимами роботи спостерігається наявність поперечних втомних тріщин як на верхніх, так і на нижніх поясах, що є доказом присутності в поясах знакозмінних напружень. Ці обставини слід враховувати при розрахунках головних балок на втому.

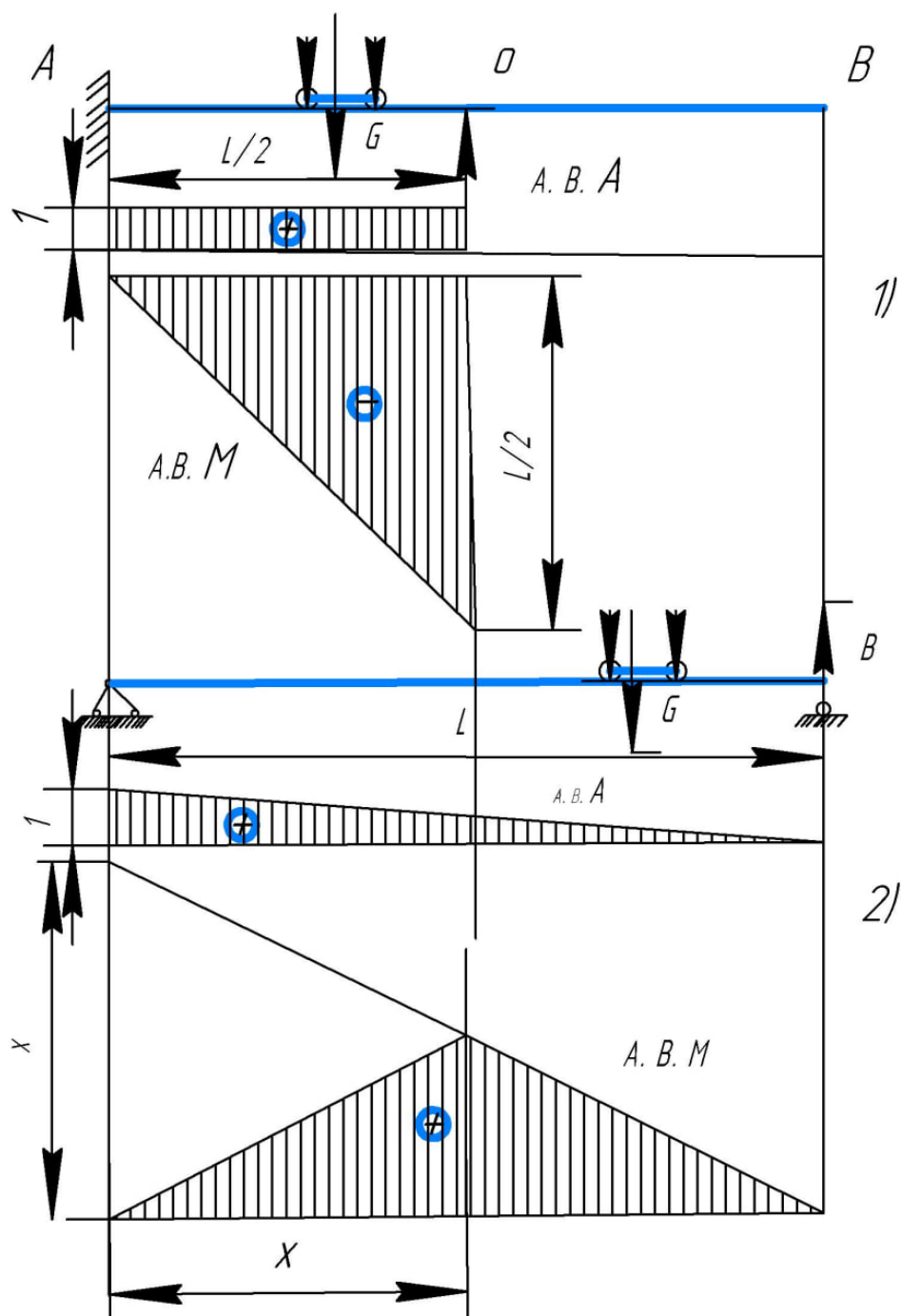


Рисунок 5.2 – Лінії впливу в залежності від статичної змінності

Статистичні данні по пошкодженнях і тріщинах металоконструкцій свідчать про те, що місце пристиковки головної балки до кінцевої є найбільш вразливе і таким, де виникає більшість втомних тріщин. Для двоопорної балки характер розрахунків на втому добре відпрацьований і відомий.

З метою уникнення статичної невизначеності кранових мостів зараз пропонуються різні заходи, наприклад, статично визначені мости. Але всі ці заходи малоефективні та не виправдані із затратних міркувань.

Прагнення уникнути статичної невизначеності пласко-просторової рами моста вантажопідйомного крана однозначно призводить до статичної невизначеності пласко-просторової рами вантажного візка. Відбувається декомпозиція зазорів пропорційно співвідношенню геометричних розмірів моста крана і візка.

Рекомендується для короткопрогінних (до 20 м) мостів вантажопідйомних кранів, які працюють у режимах А5...А8, виконувати розрахунок місць пристиковки головних балок до кінцевих на опір втомі від знакозмінних напружень, які виникають в результаті зміни характеру статичної визначеності пласко-просторових рам кранових мостів за кожний повний цикл роботи крана.

Необхідно також дотримуватись при експлуатації вантажопідйомних кранів нормативних відхилень стану підкранових та підвізкових рейок, не перевищувати допускних відхилень при виготовленні та монтажу ходових коліс та металоконструкцій вантажних візків і кранів.

ВИСНОВОК

1. При аналізі силового взаємодії кранових мостів з рейками необхідно враховувати, що зв'язку в кінематичних парах колесо-рейка реалізуються силами пружного ковзання, тобто ці зв'язки нестационарні, що залежать від часу і тертя.

2. Визначаючи рухливість просторового механізму по структурній формулі Малишева, необхідно враховувати можливість впливу на результат надлишкових зв'язків, які з'являються при зчленуванні ланок паралельно поставленими кінематичними парами або сполуками.

3. Низька жорсткість при крученні, досить довгих елементів з відкритим профілем поперечного перерізу, дозволяє їх використовувати у вигляді кінематичних пар або з'єднань, що допускають обертальні переміщення ланок на обмежену величину.

4. Надлишкова рухливість при зчленуванні кранових мостів, в процесі руху їх по рейках, при дії поперечних сил пружного ковзання в контактах колесо-рейка, призводить до різних аварійних ситуацій в експлуатації.

5. Робота різних механізмів (і системи кран-естакада) може бути представлена як передача енергії тертям при взаємодії тіла енергоносія і контртіла.

Процес передачі енергії тертям (або пружним ковзанням) при спільному, відносному переміщенні систем з пружними ланками відбувається дискретно і супроводжується циклічними, пружнопластичними деформаціями як ланок, так і майданчиків їх контактування.

6. Якщо конструкція моста або підкранової естакади пружноподатлива в напрямку поперечному до рейки, то в процесі руху крана, перекошене колесо впливає на них подібно клину, викликаючи пружні поперечні деформації моста і естакади, які тим більше, чим більше кут перекоосу а й шлях, пройдений колесом.

Зі збільшенням поперечної деформації збільшується розпірна сила, яка досягнувши максимуму $P_r = f_0 P_B$ де f_0 - коефіцієнт тертя спокою при ковзанні, викликає прослизання колеса поперек рейки, а поперечна сила зменшується до $P_r = 0$, після чого процес повторюється і т.д.

7. Кількість кранових коліс, що мають точність установки в міст, не допускаючи нормами, досягає 50%, що показує тісний кореляційний зв'язок з кількістю кранових мостів, що мають втомні пошкодження металоконструкції в місцях установки коліс, яке становить 50% від загального числа кранів.

8. В умовах експлуатації спостерігається тільки три види руху кранів по рейкових шляхах: вільне (нормальне), з одностороннім або діагональним притисненням (небажане).

9. навантажених кранового моста можна знизити вирівнюванням вертикальних і зменшенням горизонтальних опорних реакцій. Всі методи, що дозволяють вирішити цю проблему доцільно назвати «підвищення холодних якостей кранів».

10. Методи підвищення ходових якостей ґрунтуються на:

забезпеченні статичної визначеного обпирання зварного мосту крана на рейковий шлях, який має відхилення від проектних величин у вертикальній і горизонтальній площині;

точності установки коліс крана в горизонтальній площині;

оптимальному співвідношенні розмірів ширини прольоту крана L і його бази B ;

якість виготовлення і наладки електричної схеми приводу пересування крана;

11. Статична визначність обпирання моста можна реалізувати пристроєм шарнірних зчленувань або призначенням оптимальної величини згинально-жорсткості на кінцевих і головних балок, а також жорсткості депланації рами моста.

12. Зниженню величини горизонтальних навантажень сприятимуть:

оптимальний розмір сумарного зазору між ребордами коліс і рейками по лівій і правій стороні крана;

правильний вибір місць установки приводних коліс в міст крана;

застосування конічних приводних коліс;

установка конічних не приводних коліс, з'єднаних синхронізаційним валом;

установка ходових коліс в букси на «плаваючих» підшипниках;

Перелік посилань

1. Шмурьов І. М. Металеві конструкції підйомно-транспортних машин : навч. посібник / І. М. Шмурьов. — Київ : НТУ, 2011. — 240 с.
2. Бучинський М. Я. Основи творення машин / М. Я. Бучинський, О. В. Горик, В. А. Черняк, Л. В. Яхін. — Харків : Видавництво «НТМТ», 2017. — 448 с.
3. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник / В. Т. Павлище. — 3-тє вид., допов. — Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2010. — 560 с.
4. Погрелюк І. М. Зміцнення та корозійна стійкість конструкційних матеріалів / І. М. Погрелюк, М. С. Коваль. — Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2015. — 212 с.
5. Обертялев В. М. Вантажопідйомні машини : навч. посібник / В. М. Обертялев, В. А. Приходько. — Київ : НТУ, 2013. — 210 с.
6. Шпак З. Я. Оптимізація режимів роботи технологічного обладнання / З. Я. Шпак // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Динаміка, міцність машин і приладів. — 2014. — № 799. — С. 112–117.
7. Гончаров В. К. Приводи машин і механізмів / В. К. Гончаров, О. В. Гончаров. — Харків : ХНАДУ, 2012. — 240 с.
8. Мелешко В. В. Динаміка та стійкість механічних систем / В. В. Мелешко, С. П. Стрельнікова. — Київ : Видавничий дім «Академперіодика», 2014. — 220 с.
9. Шепотько В. П. Динаміка та міцність кранових конструкцій / В. П. Шепотько, О. А. Ємельянов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. — 2008. — № 5 (123). — С. 145–150.
10. Ємельянов О. А. Втомні пошкодження зварних вузлів кранових мостів / О. А. Ємельянов, В. П. Шепотько // Технічна механіка. — 2007. — № 2. — С. 55–62.
11. Ємельянов О. А. Дослідження взаємодії крана з підкрановими шляхами / О. А. Ємельянов, М. В. Брус // Збірник наукових праць Донбаської державної

машинобудівної академії. — Краматорськ : ДДМА, 2009. — Вип. 2 (18). — С. 88–93.

12. Norton R. L. Machine Design: An Integrated Approach / R. L. Norton. — 5th ed. — Pearson, 2013. — 864 p.

13. Shigley J. E. Shigley's Mechanical Engineering Design / J. G. Budynas, J. K. Nisbett. — 10th ed. — McGraw-Hill Education, 2014. — 1032 p.

14. Boresi A. P. Advanced Mechanics of Materials / A. P. Boresi, R. J. Schmidt. — 6th ed. — Wiley, 2003. — 824 p.

15. Offshore Crane Handbook / Edited by D. M. Wood. — Elsevier, 2007. — 350 p.

16. Шепотько В. П. Формування динамічних навантажень у кранових механізмах / В. П. Шепотько // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. — 2011. — Вип. 22. — С. 110–115.

17. Залога В. А. Діагностика та надійність машин / В. А. Залога. — Суми : СумДУ, 2015. — 340 с.

18. ДБН В.1.2-2:2006 Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об'єктів. Навантаження і впливи. Норми проектування. — Київ : Мінбуд України, 2006. — 75 с.

19. Баженов В. А. Будівельна механіка / В. А. Баженов. — Київ : КНУБА, 2009. — 520 с.

20. Білик С. І. Металеві конструкції : підручник / С. І. Білик. — Київ : Видавництво «Логос», 2013. — 460 с.

21. ДСТУ EN 1993-1-1:2017 Єврокод 3. Проектування сталевих конструкцій. Частина 1-1. Загальні правила і правила для будівель (EN 1993-1-1:2005+A1:2014, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 112 с.