

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

На правах рукопису

ТОВТ БОГДАН МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 629.4.023./42.001.2

**УДОСКОНАЛЕННЯ
КОНСТРУКЦІЙ КУЗОВІВ КОЛІЙНИХ МАШИН**

Спеціальність 05.22.07 - рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник:
кандидат технічних наук,
с.н.с. Костриця С. А.

Дніпропетровськ – 2012 р.

ЗМІСТ

	ВСТУП	5
1.	СУЧАСНИЙ СТАН ТЕОРІЇ МАТЕМАТИЧНОГО ПРОГРАМУВАННЯ І ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ	10
1.1.	Основи теорії математичного програмування і оптимального проектуювання	12
1.2.	Чисельні методи оптимізації	21
1.3.	Проективні методи оптимізації	29
1.4.	Висновки	35
2.	ПРОЦЕДУРА ОПТИМІЗАЦІЇ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КОЛІЙНИХ МАШИН	36
2.1.	Класична постановка методу проекцій градієнтів	36
2.2.	Процедура оптимізації несучих конструкцій колійних машин	43
2.3.	Апробація процедури оптимізації несучих конструкцій колійних машин	49

2.3.1.	Вагова оптимізація 7-балкового ростверку	49
2.3.2.	Вагова оптимізація 6-балкового ростверку	58
2.4.	Висновки	62
3.	ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ (НДС) І УДОСКОНАЛЕННЯ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПЛАНУВАЛЬНИКА БАЛАСТНОЇ ПРИЗМИ СПЗ-5/UA	63
3.1.	Дослідження НДС несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA	63
3.1.1.	Об'єкт досліджень	63
3.1.2.	Режими експлуатації	66
3.1.3.	Аналітичне дослідження НДС несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA	68
3.1.4.	Експериментальне дослідження НДС несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA	82
3.2.	Удосконалення несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA	86
3.2.1.	Постановка задачі	86
3.2.2.	Задача оптимізації двотаврового поперечного перерізу	89
3.2.3.	Удосконалення несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA	93
3.2.4.	Розрахунок на стійкість раціонального двотаврового перерізу	99
3.2.5.	Аналітичне дослідження НДС раціональної несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA	101
3.2.6.	Аналіз результатів дослідження НДС і удосконалення несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA	104
4.	ДОСЛІДЖЕННЯ НДС І УДОСКОНАЛЕННЯ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ РЕЙКОЗВАРЮВАЛЬНОЇ КОЛІЙНОЇ МАШИНИ КРС-1	106
4.1.	Дослідження НДС несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1	106
4.1.1.	Об'єкт досліджень	106
4.1.2.	Аналітичне дослідження НДС несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1	108
4.2.	Удосконалення несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1	114
4.2.1.	Постановка задачі	114
4.2.2.	Удосконалення несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1	115
4.2.3.	Аналітичне дослідження НДС удосконаленої підприємством несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1	122
4.2.4.	Експериментальне дослідження НДС удосконаленої підприємством несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1	127
4.2.5.	Аналіз результатів дослідження НДС і удосконалення несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1	130

ВИСНОВКИ	132
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	134
ДОДАТОК А	144
Акт впровадження результатів дисертаційної роботи у Головному управлінні колійного господарства «Укрзалізниці»	144
ДОДАТОК Б	145
Акт впровадження результатів дисертаційної роботи на ВАТ «Каховський завод електрозварювального обладнання»	145

ВСТУП

Актуальність теми. Залізничний транспорт відіграє важливу роль у розвитку економіки України і на сьогоднішній день розроблена і впроваджується концепція розвитку залізничного транспорту. Якісна та ефективна реалізація означеної програми передбачає необхідність у вдосконаленні існуючих і створенні нових конструкцій колійних машин з покращеними техніко-економічними показниками, зокрема підвищеними міцнісними характеристиками та зниженою

матеріалоемністю. Розв'язання задач з підвищення міцнісних характеристик і зниження матеріалоемності як існуючих несучих конструкцій колійних машин, так і тих, що проектуються, потребує удосконалення технології проектування. Один із можливих шляхів такого удосконалення полягає у залученні сучасних методів проектування, серед яких можна виділити оптимальне проектування. Тому тему дисертаційної роботи, присвячену удосконаленню технології проектування несучих конструкцій кузовів колійних машин, слід вважати актуальною науково-технічної задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Напрямок досліджень дисертації відповідає Транспортній стратегії України до 2020 року. Напрямок досліджень також відповідає пріоритетним напрямкам науково-технічного розвитку держави і науково-дослідних робіт Міністерства інфраструктури України, «Укрзалізниці», планам науково-дослідних робіт Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна: «Комплексні приймальні випробування рейкозварювальної колійної машини КРС-1» (НДР 91.310), «Комплексні приймальні випробування колійної машини планувальника баласту СПЗ-5/UA» (НДР 91.314), за якими дисертант є виконавцем.

Мета і задачі дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у вдосконаленні технології проектування несучих конструкцій кузовів колійних машин шляхом обґрунтування, апробації і практичної реалізації чисельної процедури оптимізації до задач вибору раціональних параметрів несучих конструкцій кузовів колійних машин на стадії проектування.

Для досягнення цієї мети необхідно виконати такі завдання:

- на основі огляду і аналізу сучасного стану теорії математичного програмування і оптимального проектування обрати метод оптимізації несучих конструкцій кузовів колійних машин;
- розробити чисельну процедуру оптимізації несучих конструкцій кузовів колійних машин;
- провести апробацію запропонованої процедури для типових задач оптимізації конструкцій, подібних до поширених варіантів несучих конструкцій кузовів сучасних колійних машин;
- дослідити математичні аспекти використання запропонованої процедури оптимізації, зокрема збіжність її алгоритму;
- обрати раціональні параметри для несучих конструкцій кузовів ряду існуючих колійних машин;
- довести достовірність результатів роботи оптимізаційної процедури шляхом спеціальних перевірочних досліджень.

Об'єктом досліджень є процес створення раціональних несучих конструкцій кузовів колійних машин.

Предметом досліджень є удосконалення технології проектування несучих конструкцій кузовів колійних машин.

Метод дослідження. У роботі поєднуються обчислювальний і натурний методи досліджень. Обчислювальний метод базується на використанні одного з

сучасних методів оптимізації і методу скінченних елементів. Натурний метод дослідження базується на використанні експериментального методу визначення напружено-деформованого стану несучих конструкцій кузовів колійних машин – ходових динамічних випробуваннях на міцність.

Наукова новизна одержаних результатів. Наукову новизну мають перелічені результати досліджень, які були отримані вперше у дисертації, або були вдосконалені:

- вперше запропоновано для вирішення задач вибору раціональних параметрів несучих конструкцій кузовів колійних машин чисельну процедуру оптимізації, яка базується на спільному використанні доопрацьованого методу проекцій градієнтів і методу скінченних елементів і доведено збіжність її алгоритму для такого класу задач;
- вперше проведено апробацію запропонованої процедури для типових задач оптимізації конструкцій, подібних до поширених варіантів несучих конструкцій кузовів сучасних колійних машин;
- вперше для ряду несучих конструкцій кузовів колійних машин отримано раціональні параметри зі зниженою матеріалоємністю при збереженні міцнісних характеристик;
- удосконалено технологію проектування несучих конструкцій кузовів колійних машин в частині обґрунтування вибору раціональних параметрів несучих конструкцій кузовів колійних машин.

Практичне значення одержаних результатів визначається тим, що отримані раціональні проекти несучих конструкцій колійних машин запроваджені у промисловості та дозволили створити конструкції, які задовольняють експлуатаційним вимогам при менших витратах матеріальних ресурсів у порівнянні з існуючими. Запропонована у роботі чисельна процедура оптимізації може бути використана для задач вибору раціональних параметрів несучих конструкцій кузовів інших колійних машин.

Впровадження результатів. Висновки і рекомендації, що містяться у дисертації, впроваджені на ВАТ «Каховський завод електрозварювального обладнання» (КЗЕЗО) і у Головному управлінні колійного господарства «Укрзалізниці» при вдосконаленні несучих конструкцій кузовів рейкозварювальної колійної машини КРС-1 і планувальника баластної призми СПЗ-5/УА.

Достовірність основних результатів. Основні наукові положення, висновки і рекомендації, які містяться у дисертації, достатньо обґрунтовані і достовірні, оскільки забезпечуються коректною постановкою технічної задачі, використанням сучасних вимірювальних систем в експерименті, апробованих розрахункових схем, узгодженістю результатів теоретичних досліджень з експериментальними даними.

Особистий внесок здобувача. Основні результати та положення, які становлять суть дисертації, отримані автором самостійно. Публікація за темою дисертації [56] виконана самостійно, у роботах підготовлених у співавторстві, автору належить наступне: у роботі [52] апробовано запропоновану процедуру оптимізації на прикладах тристрижневої ферми і 7-стрижневого балкового ростверку, досліджено збіжність процедури оптимізації, у роботі [53] створено скінченно-

елементу модель рами планувальника баластної призми СПЗ-5, виконано дослідження напружено-деформованого стану змодельованої конструкції методом скінченних елементів, обчислено коефіцієнти запасу утомної міцності, у роботі [55] виконано дослідження напружено-деформованого стану несучої конструкції кузову рейкозварювальної колійної машини КРС-1, обчислено коефіцієнти запасу утомної міцності, отримані як у ході обчислювального експерименту, так і у ході натурних випробувань, проведено аналіз результатів дослідження.

Постановку задач, аналіз і трактування основних результатів, формулювання наукових висновків і рекомендацій проведено спільно з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Результати дисертації доповідались і обговорювались на науково-технічних конференціях і семінарах: II Міжнародний молодіжний фестиваль науки «Litteris Et Artibus» у рамках I Міжнародної наукової конференції молодих вчених «Інженерна механіка та транспорт 2010». ЕМТ-2010 (Львів, 2010), 71 Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпропетровськ, 2011), X International Conference «Engineer of the 3rd Millennium» (Dnipropetrovsk, 2011), Міжкафедральний науковий семінар кафедр будівельної механіки, теоретичної механіки та Галузевої науково-дослідної лабораторії динаміки та міцності рухомого складу ДПТУ (Дніпропетровськ, 2011). Також матеріали роботи доповідались і обговорювались на засіданнях кафедр «Теоретична механіка» і «Будівельна механіка» Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна.

Публікації. За результатами дисертації опубліковано 6 наукових праць, з яких 4 – у виданнях, що входять до переліку ВАК України, 2 – тези доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях.

Структура і об'єм роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, переліку використаної літератури і двох додатків, з яких основний зміст викладено на 133 сторінках, що містять 59 рисунків і 19 таблиць. Перелік використаної літератури складається зі 114 найменувань, викладених на 10 сторінках. Повний об'єм дисертації складає 145 сторінок.

1. СУЧАСНИЙ СТАН ТЕОРІЇ МАТЕМАТИЧНОГО ПРОГРАМУВАННЯ І ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

До найважливіших задач, що постали перед залізничним транспортом України на сучасному етапі розвитку, є потреба у зниженні матеріалоемності несучих конструкцій рухомого складу і покращення експлуатаційних характеристик спеціальної залізничної техніки, у тому числі й парку колійних машин. На сьогодні існує проблема удосконалення технології проектування несучих конструкцій кузовів колійних машин, вирішення якої ми бачимо в оптимальному проектуванні таких конструкцій.

Теорія оптимального проектування конструкцій є тим ключовим напрямком науки, на базі досягнень якої мають створюватися ефективні конструкції. Теорія оптимізації конструкцій почала активно розвиватися у 60-ті роки, останнє десятиріччя сформувало нові напрямки, були отримані значні результати, як теоретичні, так і прикладні. Кількість публікацій, присвячених теорії оптимізації конструкцій зростає. Значний внесок у розвиток теорії та розробку методів розв'язання задач оптимізації конструкцій внесли такі науковці, як Я. Арора, Е. Хог, Р. Хафтка, З. Гьордал, М. Бендсо, О. Сігмунд, З. Васютинський, Ф. Гілл, Д. Келлер, М. Леві, З. Мруз, Ф. Ніордсон, Н. Ольхофф, В. Прагер, Г. Реклейтіс, Дж. Розен, Д. Розвани, Д. Тейлор, М. Тернер, Р. Шилд та інші. Серед вітчизняних вчених найбільший внесок мають М. В. Банічук, А. І. Віноградов, Л. М. Воробйов, Ю. Б. Гольдштейн, Г. І. Гребенюк, Б. В. Гриньов, В. О. Кисельов, В. А. Комаров, І. Б. Лазарєв, Л. С. Ляхович, В. П. Малков, Д. О. Мацюлявічус, Ю. В. Неміровський, Є. Л. Ніколаї, Ю. М. Почтман, І. М. Рабінович, Ю. О. Радциг, О. Р. Ржаніцин, О. П. Сейранян, М. Л. Сергєєв, М. М. Складнєв, О. Ф. Смірнов, В. О. Троїцький, О. П. Філін, О. П. Філіпов, О. О. Чірас та ін.

Під оптимальною конструкцією розуміється такий варіант конструкції, який за попередньо заданих технологічних, експлуатаційних та інших умов, має найкращі характеристики. Досі у залізничному машинобудуванні переважав варіантний підхід до проектування нових чи модернізації існуючих несучих конструкцій рухомого складу. Варіантний підхід за змістом є методом перебирання різних варіантів конструкції, який спирається на досвід та інженерну інтуїцію проектувальника. Звісно, що ніякого строгого математичного апарату в основі цього підходу немає.

На основі огляду і аналізу теорії методів математичного програмування і оптимального проектування, які є досить глибоко розроблені та досліджені у наш час, буде виокремлено метод оптимізації, який задовольнятиме ряду поставлених вимог. На основі цього методу буде розроблено процедуру оптимізації несучих конструкцій колійних машин.

Спершу з'ясуємо основні поняття, визначення і теореми теорії математичного програмування і оптимального проектування, що стануть у нагоді при подальшому викладенні матеріалу.

1.1. Основи теорії математичного програмування і оптимального проектування

Проект механічної конструкції задаватимемо за допомогою змінних проектування. *Змінні проектування* за традицією, встановленою у теорії оптимізації [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 45, 46, 47, 48],

позначатимемо через $\mathbf{x}$, або у векторній формі $\mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$. У всіх задачах проектування на характеристики механічної конструкції накладаються обмеження, до самої конструкції висуваються певні вимоги. Обмеження й вимоги визначають множину допустимих значень змінних проектування. Позначають цю множину як D .

Розв'язання задачі оптимального проектування полягає у мінімізації цільової функції (функціоналу якості, функції мети, функції вартості тощо).

Хоча задачі оптимального проектування завжди мають обмеження на змінні проектування, ми розглянемо і методи вирішення задач оптимізації без обмежень. Обумовлено це тим, що можливі ситуації, коли, вектор змінних проектування $\mathbf{x}^*$, що мінімізує $f(\mathbf{x})$, лежатиме всередині області допустимих значень D .

Таким чином можна визначити два класи задач оптимізації:

- ✓ задачі безумовної оптимізації;
- ✓ задачі умовної оптимізації.

Також існує два принципово відмінних методи розв'язання задач оптимізації з урахуванням та без урахування обмежень:

- ✓ непрямі методи;
- ✓ прямі методи.

Непрямі методи базуються на знаннях властивостей виразів, які задають цільову функцію та обмеження у точці мінімуму. Кажучи інакше, припустимо, що ми знаходимося у деякій нижній точці поверхні цільової функції. У околі цієї точки поверхня матиме особливі властивості. Використання цих властивостей дає змогу локалізувати точку мінімуму на будь-якій такій

поверхні.

Прямі методи за своєю природою більше узгоджуються з інженерною точкою зору. Суть прямих методів полягає у тому, що проектувальник задає початкове наближення для вектора змінних проектування. Звісно, за довільного вибору точка мінімуму досягнута не буде, тому робиться спроба знайти такий вектор, який лежатиме в області допустимих значень чи близько від неї, таким чином, щоб точка, яка відповідатиме цьому вектору, знаходилася б ближче до точки мінімуму, ніж. Використовуючи інформацію про малу частину поверхні цільової функції (що пояснюється локальним характером властивостей математичних операцій), побудовані алгоритми, які забезпечують знаходження нового вектора, для якого рух поверхнею цільової функції, здійснюється до точки, яка лежить нижче від попереднього наближення.

Задача оптимізації (задачу математичного програмування) формулюється у вигляді:

(1.1)

причому і.

Глобальним розв'язком задачі називається точка, якщо

(1.2)

Локальним розв'язком задачі називають таку точку, якщо знайдеться її окіл, для якої

(1.3)

Якщо нерівності (1.2) і (1.3) за виконуються строго, то маємо відповідно строгий глобальний і локальний розв'язки.

Допустиму множину змінних проектування задачі (1.1) записуватимемо у наступному вигляді:

(1.4)

де – задана множина;

і – задані відображення.

Вважатимемо, що цільова функція також визначена на множині. Прямими обмеженнями називають умову приналежності допустимої точки множині, а функціональними обмеженнями – множині.

Нагадаємо класичну теорему Вейерштрасса з курсу математичного аналізу [34, 35, 36, 37, 38, 39]: нехай – непуста компактна множина, – безперервна на функція. В такому разі задача (1.1) має глобальний розв'язок.

Наведемо без доведень відомі з теорії оптимізації теореми, які стануть нам у нагоді при викладі подальшого матеріалу.

Необхідні (прямі) умови оптимальності [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19]:

нехай – довільна множина, а функція диференційована у точці. Тоді, якщо є локальним розв'язком задачі (1.1), то

(1.5)

де – так званий контингентний конус (конус Булігана) до множини у точці.

Стационарною точкою задачі (1.1) називають таку точку, якщо і виконана умова (1.5).

Сформулюємо умови оптимальності у задачах безумовної оптимізації наступним чином [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19]. Задачу безумовної оптимізації запишемо у такому вигляді:

(1.6)

де $f: D \rightarrow \mathbb{R}$ – задана функція.

Теорема, вперше сформульована Ферма [42], запишеться так: нехай функція диференційована у точці x^* . Тоді, якщо x^* є локальним розв'язком задачі (1.6), то

(1.7)

Таким чином критичною точкою функції f (або стаціонарною точкою задачі (1.6)) називають точку x^* , яка задовольняє умові теореми Ферма (1.7).

Наведемо ще деякі теореми теорії оптимізації, що будуть необхідні нам надалі [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19]:

Нехай функція $f: D \rightarrow \mathbb{R}$ двічі диференційована у точці x^* . Тоді, якщо x^* є локальним розв'язком задачі (1.7), то матриця Гессе функції f у точці x^* є невід'ємно визначеною:

(1.8)

Нехай функція $f: D \rightarrow \mathbb{R}$ двічі диференційована у точці x^* . Тоді, якщо виконана умова теореми Ферма (1.7) і матриця Гессе функції f у точці x^* позитивно визначена, тобто:

(1.9)

то x^* є строгим локальним розв'язком задачі (1.6).

Сформулюємо умови оптимальності у задачах оптимізації з обмеженнями-рівностями [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19]. Розглядатимемо таку задачу оптимізації: нехай

– задана функція, а $g: D \rightarrow \mathbb{R}^m$ – задане відображення, тоді потрібно

(1.10)

(1.11)

Ця задача подана у класичній постановці математичного аналізу. Необхідні умови оптимальності I порядку для задачі (1.10), (1.11) сформульовані у принципі Лагранжа [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19].

Звернемося до задачі (1.10) і (1.11). Нехай x^* – локальний розв'язок такої задачі, причому функція f та її відображення g досить гладкі і

Класичний принцип Лагранжа (у термінах функції Лагранжа задачі (1.10) і (1.11)) формулюється у такому вигляді:

Відмітимо наступні властивості:

Запишемо теорему, відому нам з теорії математичного програмування [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 14, 15, 16, 17]: нехай функція f диференційована у точці x^* , відображення g диференційоване у деякому околі цієї точки, причому його похідна безперервна у точці x^* . Тоді, якщо x^* є локальним розв'язком задачі (1.10) і (1.11) і виконане вищенаведене твердження, то знайдеться елемент λ , такий що

$$\lambda^T g'(x^*) = 0. \quad (1.12)$$

Можемо навести ще одне визначення поняття стаціонарної точки задачі (1.10) і (1.11), виходячи із введення вищенаведених означень [43]. Стаціонарною точкою задачі оптимізації (1.10) і (1.11) є точка x^* , за умови, що x^* і виконана умова (1.12) за деякого λ .

Множником Лагранжа називають елемент λ , що відповідає точці x^* .

Системою Лагранжа називають систему рівнянь, що характеризує стаціонарні точки задачі (1.10) і (1.11) і відповідні їм множники Лагранжа:

відносно x .

Зупинимося окремо на умовах оптимальності другого порядку [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 14, 15, 16, 17].

Необхідна умова оптимальності II порядку: нехай функція f і відображення g двічі диференційовані у точці x^* . Тоді якщо x^* є локальним розв'язком задачі (1.10), (1.11) та виконана вищенаведена умова гладкості, то для єдиного елемента λ , що задовольняє (1.12), має місце наступне:

Достатня умова оптимальності II порядку: нехай виконана необхідна умова оптимальності другого порядку. Тоді якщо x^* та існує задовольняючий (1.12) елемент λ , для якого має місце

то x^* є строгим локальним розв'язком задачі (1.10), (1.11).

Розглянемо найбільш загальний випадок задачі оптимізації – задачу оптимізації зі змішаними функціональними обмеженнями:

$$(1.13)$$

$$(1.14)$$

де f – задана функція, а g і h – задані відображення.

Зупинимося на розгляді одних із найважливіших у теорії математичного програмування і оптимізації умов – умов Каруша-Куна-Таккера [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19].

Активним (натягнутим) у даній точці будемо називати скалярне обмеження-нерівність у разі, якщо вона виконується у цій точці. При локальних розглядах задачі до уваги будуть братися лише активні обмеження, як такі що впливають на структуру допустимої множини поблизу точки.

Множиною індексів активних обмежень задачі (1.13) і (1.14) у точці називатимемо множину:

Оскільки ми вважаємо відображення і диференційованими у точці, то введемо поняття конуса, який отримаємо лінеаризацією обмежень-нерівностей та активних обмежень-нерівностей у точці :

(1.15)

Вважатимемо, що у точці виконана умова регулярності Мангасаріана-Фромовіца [42], якщо

та існує елемент такий, що

Перейдемо до безпосередньо формулювання умов Каруша-Куна-Таккера. Нехай — локальний розв'язок задачі (1.13), (1.14), причому функція диференційована у точці, а відображення і задовольняють умовам гладкості і у точці виконана умова Мангасаріана-Фромовіца. Можемо записати наступну прямодіючу необхідну умову першого порядку оптимальності: існують та такі, що

Введемо функцію Лагранжа задачі (1.13), (1.14) для того, щоб звести отриману необхідну умову оптимальності до кінцевого вигляду:

Маємо,

Сформулюємо ще одну важливу теорему [42]: нехай функція і відображення диференційовані у точці, а відображення диференційоване у деякому околі цієї точки, причому його похідна неперервна у точці. Тоді, якщо є локальним розв'язком задачі (1.13), (1.14) і у точці виконана умова регулярності MFCQ, то знайдуться такі елементи і, що

(1.16)

(1.17)

Умова (1.17) виводить із розгляду неактивні у даній точці умови-обмеження.

Для задачі (1.13), (1.14) стаціонарною точкою називають таку точку для якої виконуються умови теореми (1.16), (1.17) за деяких λ і μ . Елементи λ і μ будемо називати множниками Лагранжа, що відповідають стаціонарній точці задачі.

Умови оптимальності Каруша-Куна-Таккера у класичній постановці запишемо у вигляді наступної системи рівнянь і нерівностей, яка характеризує стаціонарну точку задачі (1.13), (1.14) та відповідних множників Лагранжа:

відносно x .

Необхідні умови оптимальності Каруша-Куна-Таккера можна безпосередньо застосовувати для знаходження аналітичного розв'язку задачі (1.13), (1.14). Проте слід зазначити, що аналітичний розв'язок задач оптимізації за допомогою умов Каруша-Куна-Таккера можливий лише у найпростіших випадках.

Наведемо ще одне відоме формулювання необхідних умов оптимальності у вигляді теореми Ф.Джона. Попередньо введемо узагальнену функцію Лагранжа задачі (1.13), (1.14):

Теорема Ф.Джона [42]: нехай виконані умови (1.16), (1.17). Тоді якщо x^* є локальним розв'язком задачі (1.13), (1.14), то знайдеться число λ та ненульові елементи μ і ν такі, що

$$\nabla_x L(x^*, \lambda, \mu, \nu) = 0 \quad (1.18)$$

і виконана умова (1.17).

Насамкінець, пригадаємо умови оптимальності другого порядку для задачі оптимізації зі змішаними обмеженнями (1.13), (1.14) [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19].

Введемо поняття критичного конуса (конуса критичних напрямів) задачі (1.13), (1.14) у точці x^* , яка є точкою гладкості функції f і відображень g_i і h_j :

$$K(x^*) = \{d \in \mathbb{R}^n : \nabla f(x^*)^T d \leq 0, \nabla g_i(x^*)^T d = 0, \nabla h_j(x^*)^T d = 0\} \quad (1.19)$$

Необхідні умови оптимальності II порядку: нехай функція f і відображення g_i і h_j двічі диференційовані у точці x^* . Тоді якщо x^* є локальним розв'язком задачі (1.13), (1.14) і у точці x^* виконана умова лінійної незалежності, то для єдиної пари елементів λ і μ , задовольняючих (1.16) і (1.17), має місце наступне:

$$\nabla^2_x L(x^*, \lambda, \mu) d = 0 \quad (1.20)$$

де конус $K(x^*)$ визначений у (1.19).

Достатні умови оптимальності II порядку: припустимо, що виконані необхідні умови оптимальності другого порядку (1.20). Тоді якщо λ^* та існують елементи, що задовольняють (1.16) і (1.17) λ^* і λ^* , для яких має місце

(1.21)

де конус K визначений у (1.19), то λ^* є строгим локальним розв'язком задачі оптимізації зі змішаними обмеженнями (1.13), (1.14).

1.2. Чисельні методи оптимізації

Огляд чисельних методів математичного програмування виконаємо з метою з'ясування сильних і слабких сторін при використанні характерних методів і визначення найбільш прийняттого чисельного методу математичного програмування, на базі якого буде побудовано процедуру чисельної оптимізації механічних конструкцій. Зокрема у цьому пункті ми розглянемо стан сучасного розвитку теорії чисельної оптимізації як такої [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 26, 27, 28].

Серед методів оптимізації, існуючих у даний час, необхідно обрати такий метод, який міг би бути вдало інтегрований до процедури методу скінченних елементів (МСЕ).

Сформулюємо вимоги, яким має задовольняти чисельний метод оптимізації, що буде взятий за основу для побудови процедури чисельної оптимізації механічних конструкцій:

- рух траєкторією методу лише за допустимими точками (тобто за допустимими проектами системи);
- монотонне зменшення цільової функції;
- збереження активності обмежень, заданих на вибір проектантом;
- наявність спеціальних внутрішніх процедур коригування ходу процесу оптимізації.

Нехай S – задана множина, f – задана функція, λ і μ – задані відображення. Чисельними методами у подальшому будемо розв'язувати наступну задачу:

(1.22)

(1.23)

Вважатимемо, що ні множина S , ні функція f , ані відображення λ і μ ніяких особливостей не мають.

Будь-який чисельний метод розв'язку задачі (1.22), (1.23) базується на обчисленні значень цільової функції та обмежуючих функцій, а також їх похідних. Пасивними чисельними методами оптимізації називають методи, при використанні яких точки, у яких виконуються обчислення, обираються незалежно одна від одної та визначені заздалегідь. Чисельний метод оптимізації називають послідовним, якщо точки обираються послідовно, у процесі розрахунку на основі інформації, що отримується з обчислювального процесу. Послідовних методів оптимізації набагато більше за пасивних, тому огляд присвятимо більшою мірою саме їм.

При використанні послідовного метода чисельної оптимізації отримуємо згенеровану послідовність точок $\{x_k\}$ у E_n , які називатимемо наближеннями до розв'язку задачі.

Послідовність цих точок $\{x_k\}$, яка носить назву траєкторії методу [42], може складати лише деяку частину від усієї множини точок, у яких виконуються обчислення. Ітерацією або кроком

називається перехід від точки x_k до точки x_{k+1} . Саме суть того чи іншого оптимізаційного метода і полягає у способі, у який здійснюється цей перехід.

Методи чисельної оптимізації можна записувати у вигляді так званої ітераційної схеми [1, 2, 4, 6, 26, 27, 28]:

(1.24)

де $\{x_k\}$ – відображення зі значеннями у $\mathbb{R}^n$, визначене на деякій множині $M \subset \mathbb{R}^n$, причому вважаємо, що до кроку k це відображення невідоме. За умови зафіксованої ітераційної схеми, початкове наближення x_0 коректно визначатиме траєкторію метода лише тоді і тільки тоді, коли

Ітераційна схема (1.24) є однокроковою. Інколи зустрічаються багатокрокові схеми, коли залежить не тільки від x_k , а й від певних попередніх наближень.

Порядком метода оптимізації є максимальний порядок похідних цільової та обмежуючих функцій задачі (1.22), (1.23), що використовуються при здійсненні ітерацій метода [1, 2, 4, 6, 26, 27, 28].

Скінченнокроковими (скінченними) прийнято називати такі методи оптимізації, для яких будь-яке початкове наближення x_0 коректно визначає траєкторію метода, деяка точка якої співпадає з шуканим розв'язком задачі [42]. Нескінченнокроковими є методи оптимізації, траєкторія яких проходить повз точку розв'язку задачі, однак апроксимує її. Виходячи із характеру цієї апроксимації, приходимо до такого важливого поняття теорії чисельної оптимізації, як збіжність методу.

Наприклад, якщо

де x^* – шуканий розв'язок задачі, то кажуть про збіжність за аргументом метода оптимізації із початкового наближення x_0 .

Деколи не вдається встановити збіжність до конкретного розв'язку, а лише більш слабку властивість:

де S – множина розв'язків задачі. У такому випадку має місце збіжність до множини рішень. Якщо

де f^* – значення задачі (1.22), (1.23), то маємо збіжність за функцією, сама послідовність

у такому випадку називається мінімізуючою.

Іноді вдається вказати на збіжність того чи іншого метода не до множини розв'язків, а лише до множини стаціонарних точок задачі, або ж прямування до нуля нев'язки відповідних необхідних умов оптимальності. Наприклад, розглядаючи задачу безумовної оптимізації, при виконанні

кажуть про збіжність за градієнтом.

Якщо x_0 і має місце збіжність метода із будь-якого початкового наближення

, то кажуть про глобальну збіжність. Якщо той чи інший вид збіжності вдається гарантувати тільки з початкових наближень, доволі близьких до шуканого розв'язку, то кажуть про локальну збіжність метода.

Аналізуючи нескінченнокрокові методи чисельної оптимізації [1, 2, 4, 6, 26, 27, 28] не можна не зупинитися на питанні швидкості збіжності, адже швидкість збіжності є однією з основних характеристик ефективності методу. Будемо вести мову про швидкість збіжності за аргументом. Нехай метод чисельної оптимізації локально збігається до розв'язку x^* . Оцінюючи

швидкість збіжності методу ми оцінюємо гарантовану швидкість зменшення величини $\|x_k - x^*\|$ за

для траєкторій $\{x_k\}$, що збігаються до x^* . Якщо

де α – деяка стала, то кажуть, що метод збігається з лінійною швидкістю, якщо ж $\alpha < 1$, то зі зверхлінійною. Сублінійною називають швидкість, нижчу за лінійну. Важливим окремим випадком зверхлінійної збіжності є квадратична збіжність, коли

де α – деяка стала.

Фундаментально проблема оцінки швидкості збіжності послідовностей досліджується у [20, 21].

Обчислювальний процес оптимізації не може продовжуватися нескінченно, тому будь-який нескінченнокроковий метод має супроводжуватися певним правилом зупинки. Слід зазначити, що якраз найбільш дієві та надійні правила зупинки отримані за допомогою оцінки швидкості збіжності. Завдяки такій оцінці є можливість вказувати кількість кроків, яка гарантує досягнення заданої точності (або за аргументом функції, або за іншими параметрами). Проте подібні правила мають певні недоліки: оцінки швидкості збіжності, які є змога отримати, носять істотно локальний характер, кількісна ж характеристика необхідної якості початкового наближення зрідка буває конструктивною, також у оцінках збіжності фігурують константи (C або ρ), визначення яких є самостійною нетривіальною задачею. Виходячи з вищесказаного, можна сказати, що область практичного застосування оцінок швидкості збіжності для отримання правил зупинки методів обмежена.

Зазвичай використовуються менш надійні правила зупинки за непрямими ознаками [1, 2, 4, 6, 26, 27, 28], як наприклад, за поведінкою отриманої до поточного кроку частини траєкторії або послідовності $\{x_k\}$, а також за величиною нев'язки необхідних умов оптимальності. Наприклад, фіксується число ϵ і метод зупиняється тоді, коли

або

тобто, якщо крок методу чисельної оптимізації став досить малим.

На наш погляд найбільш раціональним є поєднання використання обох типів правил зупинки роботи методу.

Розглянемо методи одномірної оптимізації як найпростіші та як такі, що часто у тій чи іншій мірі використовуються при більш складних методах чисельної оптимізації. Розглянемо можливі алгоритми вирішення задачі

(1.25)

де

Припустимо, що f – безперервна на $[a, b]$ функція та необхідно знайти значення

задачі (1.25). Також припустимо, що для розв'язку цієї задачі ми можемо

дозволити обчислити значення f у точках відрізка $[a, b]$. Ці точки можемо обрати,

наприклад, як вузли рівномірної сітки, тобто як середини відрізків, які розбивають $[a, b]$ на рівних частин.

Алгоритм методу перебору на рівномірній сітці [1, 2, 4, 6, 26, 27, 28]. Вважаємо

і обчислюємо

Величина $f(x_k)$ береться у якості наближення до $f(x^*)$. У такий спосіб ми описали метод перебору на рівномірній сітці.

Розглянемо метод дихотомії та метод золотого перерізу [1, 2, 4, 6, 26, 27, 28].

Унімодальною на $[a, b]$ будемо називати так функцію f , яка досягає на $[a, b]$ глобального мінімуму у єдиній точці x^* , причому зліва від x^* строго спадає, а зправа строго зростає, себто

Безперервна на $[a, b]$ функція унімодальна тоді і лише тоді, коли вона має на $[a, b]$ єдиний локальний мінімум (за необхідністю глобальний).

Наведемо ще одну важливу властивість унімодальних функцій, яка відіграватиме

центральну роль у двох наступних алгоритмах. Нехай функція f унімодальна, а x^* – її глобальний мінімум. Тоді для довільних точок $x_1, x_2 \in [a, b]$, таких, що $x_1 < x_2$, вірно наступне:

а) якщо $x_1 < x^* < x_2$, то $f(x_1) > f(x_2)$;

б) якщо $x_1 < x_2 < x^*$, то $f(x_1) < f(x_2)$.

Згідно з вищенаведеною леммою, порівнюючи значення унімодальної функції f у двох точка

відрізка $[a, b]$, ми локалізуємо глобальний розв'язок задачі (1.25) на відрізка меншої довжини. Повторюючи цю процедуру, можна послідовно зменшувати довжину відрізка локалізації. Метод дихотомії відрізняється від метода золотого перерізу способом обрання точок для порівняння. За цієї процедури апроксимуються не лише значення задачі (1.25), а й сам її розв'язок.

Метод дихотомії, або метод розділення навпіл опишемо наступним алгоритмом.

Алгоритм методу дихотомії [1, 2, 4, 6, 26, 27, 28]. Вважаємо n – натуральне число, ϵ –

і обчислюємо $f(x_k)$. Також вважаємо, що $f(x_k) \geq f(x_{k+1})$.

1. Вважаємо, що α і обчислюємо β . Якщо $\beta < 0$, то вважаємо $\beta = 0$ та переходимо до п.3, якщо ж $\beta \geq 0$, то вважаємо

α і обчислюємо β .

2. Якщо $\beta < 0$, то вважаємо $\beta = 0$. Якщо ж $\beta \geq 0$, то вважаємо

3. Збільшуємо номер кроку на 1 та повертаємося до п.1

Золотим перерізом відрізка прийнято називати такий його поділ на дві частини, за якого відношення довжини всього відрізка до довжини більшої його частини дорівнює відношенню довжини більшої його частини до довжини меншої. З прадавніх часів ця пропорція використовувалася у різних областях людської діяльності.

Таким чином, якщо здійснює золотий переріз відрізка AB та розташована ближче до A , ніж до B , то

З цієї пропорції можемо знайти, що

Друга точка, що здійснює золотий переріз, обчислюється за виразом:

Точки A і B називають відповідно більшою т меншою золотими точками.

Алгоритм методу золотого перерізу [1, 2, 4, 6, 26, 27, 28]. Вважаємо $\alpha = 0$, $\beta = 1$, і обчислюємо γ . Вважаємо $\alpha = \beta$.

1. Обчислюємо те із значень α або β , яке ще не вирахуване. Якщо $\alpha < 0$, то вважаємо $\alpha = 0$ EMBED Equation.

DSMT4 Якщо ж $\beta < 0$, то вважаємо, що

EMBED Equation.DSMT4

2. Збільшуємо номер кроку на 1 та повертаємося до п.1.

Проаналізувавши основні з існуючих на даний час методів оптимізації [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 26, 27, 28], ми дійшли висновку, що найкраще підходить у якості базового методу для побудови процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин метод проєкцій градієнтів (МПГ).

Зокрема, МПГ відповідає ряду висунутих на початку пункту вимог, серед яких:

- дійсні проєкти системи на всій траєкторії знаходяться у допустимих точках;
- цільова функція зменшується монотонно, за виключенням першої ітерації;
- обмеження, накладені на проєкт системи зберігають свою активність протягом усього процесу оптимізації;

- для МПГ розроблені процедури «коригування» при відстежуванні випуклості границь області допустимих проектів.

Особливо слід відмітити, що у задачах оптимізації механічних конструкцій не зустрічаються області допустимих проектів зі значно нелінійними обмеженнями, тому МПГ добре підходить для використання у таких задачах.

1.3. Проективні методи оптимізації

Викладемо основи одного з поширених проекційних методів – методу проекцій градієнту (надалі МПГ). Розпочнемо з розгляду задачі з прямим обмеженням:

(1.26)

де S – множина простої структури, обов'язково замкнена та випукла, а f – гладка функція. Така задача часто є допоміжною при реалізації методів розв'язання задач з більш складними обмеженнями. Нехай для усілякої точки x існує єдина проекція $P_S(x)$ на S . Точка x^* є стаціонарною у задачі (1.26) тоді і тільки тоді, коли виконується

(1.27)

або, що є те саме,

(1.28)

для деякого $\lambda \geq 0$, причому виконання цієї умови для якогось $\lambda > 0$ тягне її виконання для будь-якого $\lambda \geq 0$.

МПГ у сучасній теорії оптимізації є результатом поєднання ідеї градієнтних методів безумовної оптимізації з проектуванням наближень, які генеруються, на допустиму множину умовної задачі [1, 2, 3, 4, 5, 6, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 18, 19, 29, 30, 31]. В результаті такого підходу маємо наступну схему:

(1.29)

, а для вибору параметра довжини кроку використовуються процедури одновимірного пошуку, які є узагальненням відповідних процедур для методів спуску.

Одновимірний пошук виконується для функції

де

Наприклад, можемо використовувати правило одновимірної мінімізації, коли шукається як розв'язок одновимірної задачі

або

де α – параметр. Це правило у зв'язку з високою працемісткістю використання широкого застосування у практиці не знайшло.

Значно частіше використовується так зване правило Арміхо [6], яке реалізується за тією самою схемою, проте використовується нерівність

(1.30)

У найбільш узагальненому вигляді алгоритм МПГ можна сформулювати так [1, 5, 6, 11, 12, 13, 14, 29, 30, 31]:

0. Обираємо α і задаємо β . Обираємо найбільш вдале для конкретного випадку правило одновимірного пошуку та необхідні для його реалізації параметри.
0. Обчислюємо α в залежності з обраним правилом одновимірного пошуку.
0. Обчислюємо β за (1.29).
0. Збільшуємо номер кроку k на 1 та повертаємося до п.1.

Якщо для деякого k точка x_k стаціонарна у задачі (1.26), то x_k яким би чином не обирався параметр α . Слід відмітити, що у випадку, коли $\alpha = 0$, МПГ з вказаним вище способом вибору α перетворюється у відповідний градієнтний метод. Збіжність МПГ і градієнтних методів у багатьох випадках подібна. Сформулюємо кілька важливих тверджень щодо збіжності МПГ.

Нехай множина S замкнена і випукла, а функція f диференційована на S , і її похідна безперервна за Ліпшицем на S зі сталою L . У такому разі для довільного $\alpha > 0$ нерівність (1.30) має місце для будь-якого k , де

Доведення леми приводиться у [42].

Нехай множина S замкнена та випукла, а функція f диференційована на S , і її похідна безперервна за Ліпшицем на S зі сталою L . Тоді будь-яка гранична точка будь-якої траєкторії алгоритму МПГ, наведеного вище, є стаціонарною точкою задачі (1.26). Якщо гранична точка існує або якщо функція f обмежена знизу на S , то для будь-якої обмеженої послідовності

(1.31)

Доведення теореми приводиться у [42].

Позначатимемо множину стаціонарних точок задачі (1.26) через S^* . Сформулюємо необхідну нам у подальшому викладі умову відокремленості критичних поверхонь рівня:

(1.32)

де

(1.33)

де α_i і β_i – деякі сталі.

Нехай у додаток до умов попередньої теореми значення задачі (1.26) скінченне та виконана (1.30) при множині M , заданій в (1.33), і деяких α, β . Нехай, окрім цього, виконана

умова відокремленості критичних поверхонь рівня. Тоді будь-яка траєкторія алгоритму МПГ збігається до деякої стаціонарної точки задачі (1.26). Швидкість збіжності за функцією лінійна, а за аргументом геометрична.

Більш точні з якісної точки зору оцінки збіжності МПГ у додаткових припущеннях щодо випуклості функції f на M викладені у [9, 10, 11].

Як вже стало зрозуміло з попередніх математичних викладок, кожна ітерація МПГ потребує обчислення проєкцій певних точок на множину M (доволі часто кілька разів – в залежності від обраного метода одновимірного пошуку). МПГ найбільш ефективний, коли множина M проста, тобто коли проєктування виконується легко. Ефективні алгоритми на базі МПГ та його узагальнень отримані для задачі оптимізації з лінійними обмеженнями, тобто коли M – поліедр [7, 9].

Іноді у МПГ для того, щоб ухилитися від багатократного проєктування точок на множину на кожній ітерації, застосовують замість (1.29) таку схему [42]:

де параметр α обирається довільно, а β визначається згідно правила одновимірної мінімізації, або правила Арміхо при $\alpha = 1$. Для таких правил одновимірного пошуку є необхідність перевизначити α , поклавши для кожного

МПГ у теоретичному плані грає надзвичайно важливу роль у теорії оптимізації з тієї причини, що багато інших методів, які генерують допустимі траєкторії, вздовж яких справджується властивість монотонного незбільшення цільової функції, можна інтерпретувати як збудження або модифікації МПГ.

Розглянемо тепер загальну схему методів, що отримуються розповсюдженням ідей методів спуску на задачі умовної оптимізації. Для таких задач, попри поняття напрямку зменшення цільової функції, введемо поняття можливого напрямку [1, 6, 31].

Можливим напрямком відносно множини M у точці x будемо називати вектор v , якщо для будь-якого достатньо малого ϵ виконується $x + \epsilon v \in M$.

Множина усіх можливих відносно M у точці x напрямків створює конус $K(x)$.

Маючи ці поняття, можемо сказати, що x є локальним мінімумом f у тому і тільки у тому випадку, коли будь-який достатньо малий зсув з точки x у напрямку $v \in K(x)$ не виводить із множини M .

Сформулюємо ознаки можливості даного напрямку [42].

Нехай множина M замкнена і випукла. Тоді

Нехай

де відображення ∇f диференційоване у точці x .
Тоді:

а) для будь-якого $v \in K(x)$ виконана $\nabla f(x) \cdot v \geq 0$;

b) якщо $\nabla f(x_k)$ задовольняє умову $\|\nabla f(x_k)\| \leq \epsilon$, то x_k є оптимальною точкою.

Тут $\nabla f(x_k)$ – компоненти відображення ∇f , а ϵ – задана точність. Множина активних у точці обмежень.

Так звані методи спуску вводяться для загальної задачі оптимізації

(1.34)

допустима множина S якої, взагалі, не вважається ані замкненою, ані випуклою, а п'ятою гладкою. До цієї групи відносять методи, що використовують наступну ітераційну схему:

(1.35)

де α_k , а параметри кроку α_k обираються таким чином, щоб хоча б виконувалася умова

(1.36)

Відмітимо, що оскільки $\nabla f(x_k)$ не є нулем, то умова (1.36) буде виконана за будь-якого k .

. Якщо $\nabla f(x_k) = 0$, то процес зупиняється. У такий спосіб реалізується «спуск» наближень, які генеруються, на поверхні, що мають все більш і більш низький рівень цільової функції у межах допустимої множини задачі. Той чи інший конкретний метод спуску характеризується способом вибору можливих напрямків зменшення $\nabla f(x_k)$, а також використовуємою процедурою одновимірного пошуку вздовж цього напрямку для вибору параметра довжини кроку. Якщо $\nabla f(x_k) \neq 0$, то схема (1.35), (1.36) співпадає із загальною схемою методів спуску для задач безумовної оптимізації. Якщо S – замкнена і випукла множина, то друга умова в (1.36) виконана, де

(1.37)

(якщо $\nabla f(x_k) \neq 0$, то друга умова у (1.36) виконується). Для вибору α_k можуть використовуватися процедури одновимірного пошуку.

1.4. Висновки

У першому розділі дисертаційної роботи:

1. Визначені основні поняття теорії математичного програмування, наведені головні теореми теорії оптимального проектування із посиланнями на докази;
2. Висунуто ряд вимог до методу оптимізації, що має стати базовим для побудови процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин;
3. Виконано огляд сучасного стану теорії математичного програмування і оптимального проектування;
4. На основі аналізу сучасного стану теорії методів оптимізації обрано один із поширених релаксаційних проективних методів оптимізації – метод проекцій градієнтів для побудови процедури оптимізації несучих конструкцій колійних машин;
5. Розглянуто один із поширених проективних методів – метод проекцій градієнтів, наведено основні алгоритми реалізації цього методу.

2. ПРОЦЕДУРА ОПТИМІЗАЦІЇ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КОЛІЙНИХ МАШИН

2.1. Класична постановка методу проекцій градієнтів

Розглянемо постановку МПГ, запропоновану у [1, 2, 3, 20].

Постановка МПГ. Випадок лінійних обмежень

Мінімізуємо функцію

за єдиного лінійного обмеження-рівності:

У заданій точці $x^{(t)}$, у якій градієнт $\nabla f^{(t)}$ відмінний від нуля, робиться спроба знайти напрямок пошуку, який розташований на поверхні обмеження і водночас був би напрямком спуску. З рис. 2.1 видно, що такий напрямок може бути отриманий геометрично – ортогонально проєктуючи вектор, протилежний $\nabla f^{(t)}$, на поверхню обмежень. Складова $\nabla f_c^{(t)}$ приводить у допустимі точки. Для певним чином обраного параметра α точки, задані співвідношенням

задовольняють лінійному обмеженню.

Геометричні прийоми визначення ортогональної проєкції вектора на площину відомі з аналітичної геометрії. Більш складним є визначення ортогональної проєкції вектора на площину в алгебраїчному представленні. Алгебраїчне представлення цієї процедури полягає у визначенні так званої проєкційної матриці. Необхідно алгебраїчно виконати процес ортогонального проєктування, який полягає у розкладанні вектора на дві ортогональні складові: паралельну поверхні, що задана обмеженнями і перпендикулярну поверхні, що задана обмеженнями.

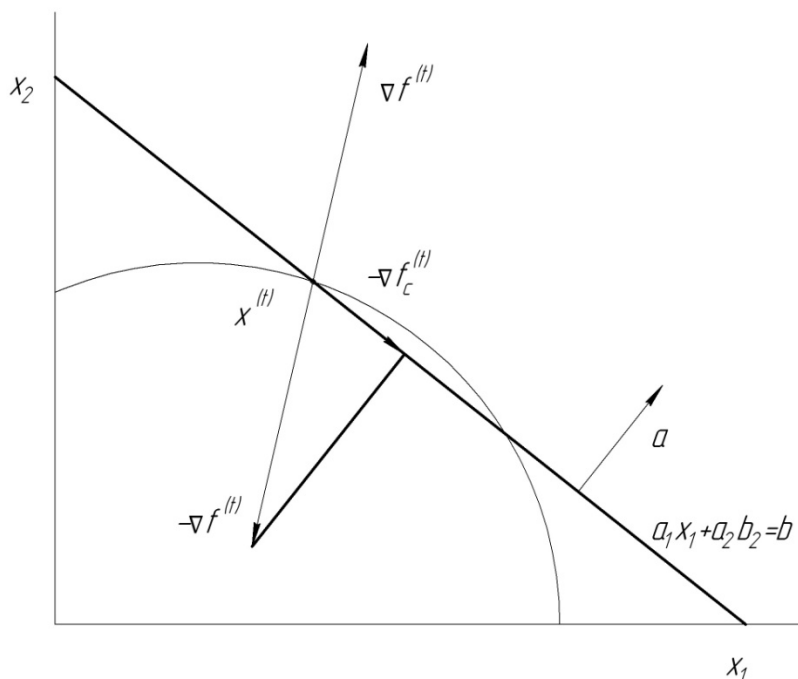


Рис. 2.1. Проекція градієнта на поверхню обмежень

Нехай α – певний напрямок руху траєкторією методу. І нехай напрямок α обраний так, що

$\alpha^T \nabla f_c^{(t)} \leq 0$. З цього виразу виходить допустимість напрямку, який задається вектором α (причому паралельний поверхні обмежень), і ортогональність вектора α площині обмежень, що

розглядається. Промасштабувавши обмеження так, щоб $b=1$, вектор a стане нормаллю до поверхні обмеження. Оскільки a – нормаль до поверхні обмежень, то всі вектори, перпендикулярні до поверхні обмежень, мають бути паралельними a . Звідси випливає, що для будь-якого вектора v його складова v_c , перпендикулярна до поверхні обмеження, дорівнює добутку $\alpha^T a$ і деякої сталої величини. Нехай α_c – складова вектора α , паралельна поверхні обмежень. У такому разі α_c задовольняє співвідношенню $\alpha_c^T \nabla f_c^{(t)} \leq 0$. Виходячи із таких міркувань, вектор α представимо у вигляді векторної суми:

$$(2.1)$$

де $\mathbf{d}$ – складова, перпендикулярна площині обмежень, і визначається з виразу $\mathbf{d} = \frac{1}{\|\mathbf{n}\|} \mathbf{n}$, де $\mathbf{n}$ – деякий множник;

– складова, паралельна площині обмежень, і задовольняюча рівнянню $\mathbf{d} \cdot \mathbf{n} = 0$.

Множник λ у [1, 2, 3, 20] пропонується знаходити за виразом:

(2.2)

З виразів (2.1) і (2.2) отримаємо вираз, для визначення паралельної площині обмежень складової вектора $\mathbf{d}$:

(2.3)

де $\mathbf{I}$ – одинична матриця, порядок якої узгоджений із $\mathbf{A}$.

Проекційна матриця $\mathbf{P}$ визначиться за виразом:

Описаний вище спосіб побудови проекційної матриці поширимо на випадок багатьох обмежень. За заданої системи m лінійних рівнянь

множина допустимих значень визначається перетином усіх обмежень. Підпростір, ортогональний допустимій множині, натягнутий на множину нормалей $\mathbf{n}_i$ до поверхонь обмежень. Таким чином, будь-який вектор $\mathbf{v}$ можна розкласти на паралельну допустимій поверхні складову $\mathbf{v}_p$, що задовольняє умові:

і на перпендикулярну поверхні обмежень складову $\mathbf{v}_n$, яка представляється як лінійна комбінація векторів $\mathbf{n}_i$:

(2.4)

де $\mathbf{A}$ – матриця зі строками $\mathbf{n}_i$, а $\mathbf{c}$ – такий вектор коефіцієнтів, що $\mathbf{v}_n = \mathbf{A} \mathbf{c}$. Вираз для визначення $\mathbf{c}$ запишеться тепер так:

(2.5)

де матриця, зворотна до $\mathbf{A}^T \mathbf{A}$, існує лише у випадку лінійної незалежності векторів $\mathbf{n}_i$.

Проекційна матриця для задачі з багатьма обмеженнями має вигляд:

(2.6)

Основні властивості проекцій наступні:

1. $\mathbf{P}$ є напрямком спуску;
2. Якщо $\mathbf{v} \cdot \mathbf{P} \mathbf{v} = 0$, то точка $\mathbf{v}$ задовольняє необхідним умовам Лагранжа;
3. Вектор множників Лагранжа задається виразом згідно [1, 2, 3, 20]:

(2.7)

Основний алгоритм МПГ у [1] формулюється так: задані допустима точка $\mathbf{x}$ і допустима похибка ϵ , обчислити $\mathbf{P}$, вважаючи, що вектори $\mathbf{n}_i$ лінійно незалежні.

Крок 1. Обчислити $\mathbf{P}$.

Крок 2. Якщо $\epsilon < \epsilon_{\text{max}}$, де ϵ_{max} – допустима похибка, то обчислити ϵ , використовуючи формулу (2.7), і закінчити обчислення. В іншому разі продовжити обчислення.

Крок 3. Визначити максимальну довжину кроку

Крок 4. Вирішити задачу одновимірного пошуку:

мінімізувати

Крок 5. Нехай $w^{(t)}$ і перейти до кроку 1.

Постановка МПГ. Випадок нелінійних обмежень

Алгоритм МПГ поширюється на випадок нелінійних обмежень (як рівностей, так і нерівностей) за допомогою процедури лінеаризації у проекційних виразах алгоритму.

Розрахунок напрямків пошуку оптимального проекту у МПГ виводить за межі області допустимих значень. Це викликає необхідність введення до алгоритму МПГ процедур повернення проекту до поверхонь, заданих обмеженнями. Будемо використовувати процедури повернення, запропоновані у [1, 2, 3, 20].

Як зазначалося вище, у випадку лінійних обмежень, нормалі використовувались для визначення не тільки проекцій, паралельних поверхням обмежень, але й перпендикулярних до неї напрямків. У випадку лінійних обмежень необхідним був тільки перший тип проекцій, у нелінійній задачі використовуються обидва типи. Проекція, паралельна поверхні обмежень, служить для визначення дотичного напрямку пошуку. Проекція, паралельна нормалі, дозволяє визначати сприятливий напрямок для повернення на нелінійну поверхню обмежень. На рис. 2.2 для одного обмеження показаний градієнт обмеження $\nabla h(w^{(t)})$ у точці $w^{(t)}$, який визначає напрямок, перпендикулярний поверхні обмеження. Цей напрямок можна використати у точці $w^{(t)}$, отриманій у результаті руху з $x^{(t)}$ вздовж $S^{(t)}$.

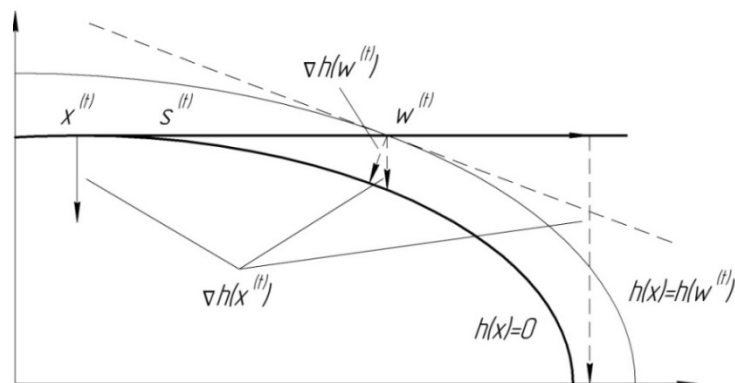


Рис. 2.2. Проекція, що дозволяє визначати напрямок для повернення на поверхню, задану обмеженням

Проте, оскільки кривизна поверхні при віддаленні від $w^{(t)}$ змінюється, $\nabla h(w^{(t)})$ може бути вже не спрямований у бік поверхні, як, наприклад, у точці $x^{(t)}$. Задля запобігання появи такої

ситуації, градієнт $\nabla h(w^{(t)})$ можна обчислити у $w^{(t)}$ для визначення напрямку $\nabla h(w^{(t)})$, який найбільш імовірний для повернення на поверхню. Проте це потребує перерахунку градієнтів усіх обмежень у $w^{(t)}$, що були активними.

Нехай S – множина активних у обмежень, i – недопустима точка, яка отримана переміщенням з S вздовж напрямку d . Напрямок, перпендикулярний до поверхні обмежень, представимо у вигляді лінійної комбінації нормалей до лінеаризованих обмежень

λ_i . Таким чином,

(2.8)

де стовпчиками матриці A_i є градієнти ∇f_i .

Позначимо λ вектор обмежень у виді рівностей і активних обмежень у виді нерівностей.

Згідно [1] множник λ визначиться з виразу:

Ітераційна формула для виправленого проекту запишеться так [1]:

(2.9)

Перед подібного роду коригуванням виконується процедура визначення довжини кроку α , яка встановлюватиме наскільки далеко зайде ітераційний процес за напрямком проекції градієнта

Введемо наступні позначення:

- початковий проект x_0 ;
- допустимий проект x_1 ;
- проміжний (недопустимий) проект x_k ;
- допустима похибка збіжності ϵ ;
- допустима похибка визначення активних обмежень δ ;
- множина активних обмежень (активна множина) S ;
- цільова функція f ;
- функції обмежень f_i ;
- градієнт цільової функції у точці x – $\nabla f(x)$;
- проекційна матриця P ;
- матриця градієнтів функцій обмежень за змінними проектування A_i ;
- вектор, який задає напрямки руху ітераційної схеми d ;
- нормуючий множник λ ;
- параметр кроку α ;
- нев'язка змінних стану λ ;
- множники Лагранжа λ_i ;
- одинична матриця E .

Алгоритм МПГ для загальної задачі нелінійного програмування

Задані допустима точка x_0 , допустима похибка збіжності ϵ і похибка визначення активних обмежень δ .

Крок 0. Для визначення активної множини

обчислити у обмеження у вигляді нерівностей.

Крок 1. Обчислити i .

Крок 2. Якщо , то перейти до кроку 3. Інакше обчислити множники Лагранжа

i знайти

Якщо , закінчити обчислення. Інакше виключити обмеження з та перейти до кроку 1.

Крок 3. Визначити таку максимальну довжину кроку , що для всіх . Для кожного функція є результатом ітерацій (2.9).

Крок 4. Використовуючи обмежуючий пошук за , , визначити , , i , , , що локалізують мінімум на кривій . За допомогою квадратичної інтерполяції оцінити .

У такій постановці вищенаведений алгоритм був запропонований Розеном [49, 50]. МПГ у постановці Розена буде взятий за основу для побудови процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин.

2.2. Процедура оптимізації несучих конструкцій колійних машин

Представимо задачу оптимізації несучих конструкцій колійних машин у вигляді задачі нелінійного математичного програмування. Задачу нелінійного програмування розглянемо у формальній постановці.

Знайти такий вектор змінних проектування (проект несучої конструкції) , який мінімізуватиме цільову функцію :

за заданих обмежень:

(2.10)

(2.11)

(2.12)

У задачах оптимізації несучих конструкцій колійних машин у якості цільової функції може виступати деяка характеристика системи, задана на вибір проектувальником. Як правило, за цільову функцію обирають вагу конструкції, її маса, площу поперечного перерізу несучого елемента тощо. У якості обмежень виступають обмеження на напружений стан, обмеження на власні частоти, обмеження на втрату стійкості конструкції тощо. У рамках даної дисертаційної роботи запропоновано процедуру чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин, де у якості обмежень виступають обмеження на напружено-деформований стан.

Як у зарубіжній, так і у вітчизняній науковій літературі з оптимізації та математичного програмування приділяється мало уваги питанням оптимізації механічних систем складної конструкції. Несучі конструкції колійних машин відносяться до складних механічних систем. На

наш погляд, існує необхідність застосування сучасного апарату теорії оптимізації до задач оптимального проектування та удосконалення несучих конструкцій колійних машин. Далі у роботі буде запропоновано процедуру чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин на основі МПГ і методу скінченних елементів (МСЕ).

Вище було наведено алгоритм МПГ у класичній постановці, даній Розеном [49, 50]. В результаті аналізу особливостей використання алгоритму, вдається помітити вагомий недолік, який полягає у тому, що на кожній ітерації МПГ обчислюється матриця градієнтів функцій обмежень за змінними проектування. У загальному вигляді вона записується так:

(2.13)

де $\mathbf{g}_i$ – вектор розмірності n змінних стану (наприклад, напружень у конструкції);
 $\mathbf{h}_i$ – вектор розмірності m змінних проектування (наприклад, геометричних розмірів елементів даної конструкції).

Елементи матриці обмежень у загальному випадку можна знайти шляхом диференціювання аналітичних залежностей обмежень від змінних проектування. Проте при оптимізації реальних несучих конструкцій колійних машин такі залежності отримати практично неможливо.

З урахуванням описаного недоліку аналітичного МПГ пропонується складові елементи матриці обмежень отримувати чисельним шляхом [51, 52]. З цією метою пропонується використовувати відомий вираз для обчислення частинних похідних функції багатьох змінних:

(2.14)

Визначення значень функції f проводиться за допомогою розрахунків конструкції за МСЕ. А саме, спочатку визначаються напруження σ_{ij} у елементі, для якого задані обмеження, а потім, після надання приросту Δx_k -му параметру, розрахунок повторюється та визначається напруження σ_{ij} за зміненого значення x_k -го параметра.

Таким чином, складові матриці обмежень $\mathbf{h}_i$ визначатимуться за виразом:

(2.15)

де $\sigma_{ij}^{\max}$ – максимальні напруження у елементі, для якого задані обмеження;
 $\sigma_{ij}^{\min}$ – максимальні напруження у елементі за зміненого x_k -го параметра;
 Δx_k – змінна проектування;
 Δx_k – варіація змінної проектування.

Важливою особливістю процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин є поняття нормуючого множника . Нормуючий множник у випадку одного обмеження обчислюється за виразом:

(2.16)

Елементи матриці градієнтів функцій обмежень визначатимемо за наступною формулою , яку отримаємо введенням до (2.15) нормуючого множника:

(2.17)

Коефіцієнтом чутливості функції обмежень за змінною проектування називатимемо частинну похідну , що обчислюється за допомогою виразу (2.17).

Сформулюємо запропонований алгоритм процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин.

Алгоритм процедури чисельної оптимізації
несучих конструкцій колійних машин

Крок 0. Для визначення активної множини

обчислити у обмеження у вигляді нерівностей.

Крок 1. Обчислити , і , причому матриця власне будується за (2.13), а елементи матриці визначаються за (2.14), (2.15), обчислюється за (2.16):

(2.18)

Крок 2. Якщо , то перейти до кроку 3. Інакше обчислити множники Лагранжа

і знайти

Якщо , закінчити обчислення. Інакше виключити обмеження з активної множини та перейти до кроку 1.

Крок 3. Визначити таку максимальну довжину кроку , що для всіх

. Для кожного функція є результатом ітерацій:

(2.19)

при виконанні усіх обмежень і повернення до Кроку 1.

У разі невиконання хоча б одного із заданих обмежень повторення обчислень за (2.19) доти, доки усі обмеження не будуть задовільнені.

Як видно з наведеного алгоритму, процедуру обчислення проекційної матриці та процедуру повернення на площину обмежень змінено введенням у вирази для їх обчислення нормуючого

множника у порівняння із класичним алгоритмом МПГ.

Як правило, в результаті оптимізації несучих конструкцій колійних машин за допомогою запропонованої процедури отримується проект, оптимальний з точки зору формальної математичної постановки, проте такий, що не може бути реалізованим з інженерно-технологічної точки зору. Часто постає необхідність втручання у хід процесу оптимізації задля спрямування його у певному напрямку, або коригування. Слід відзначити, що мова йде не про введення до задачі додаткових обмежень на змінні проектування або змінні стану. Суть означеної проблеми полягає у тому, що конструкція попередньо має певні чутливісні властивості, що

характеризуються вищевизначеними коефіцієнтами чутливості і хід процедури оптимізації практично багато в чому спрямовується співвідношеннями між ними.

Для отримання необхідних змін у проектах пропонується вирішення проблеми коректного втручання у хід процедури оптимізації шляхом введення до алгоритму вагової матриці. Відмітимо, що поняття вагової матриці не є новим у теорії методів оптимізації. Вагові матриці широко застосовуються для втручання у хід процедури оптимізації за тим чи іншим методом.

Включимо до алгоритму симетричну вагову матрицю , яка у загальному вигляді має такий вид:

(2.20)

де – елементи головної діагоналі вагової матриці, величина яких задається оператором з інженерно-технологічних міркувань.

Сформулюємо алгоритм процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин з використанням вагової матриці.

Алгоритм процедури чисельної оптимізації
несучих конструкцій колійних машин з використанням вагової матриці
Крок 0. Для визначення активної множини

обчислити у обмеження у вигляді нерівностей.

Крок 1. Обчислити , і , причому матриця власне будується за (2.13), а елементи матриці визначаються за (2.14), (2.15), обчислюється за (2.16). Задатися ваговою матрицею .

(2.21)

Крок 2. Якщо , то перейти до кроку 3. Інакше обчислити множники Лагранжа

і знайти

Якщо , закінчити обчислення. Інакше виключити обмеження з активної множини та перейти до кроку 1.

Крок 3. Визначити таку максимальну довжину кроку , що для всіх

. Для кожного функція є результатом ітерацій:

(2.22)

при виконанні усіх обмежень і повернення до Кроку 1.

У разі невиконання хоча б одного із заданих обмежень повторення обчислень за (2.22) доти, доки усі обмеження не будуть задовільнені.

2.3. Апробація процедури оптимізації несучих конструкцій колійних машин

Розглянемо ряд задач оптимізації конструкцій, подібних найбільш поширених несучих конструкцій колійних машин. Конструкції, що будуть далі розглядатися, будуть оптимізовані за допомогою запропонованої процедури оптимізації.

2.3.1. Вагова оптимізація 7-балкового ростверку

Розглянемо 7-стрижневий балковий ростверк, схема якого показана на рис. 2.3.

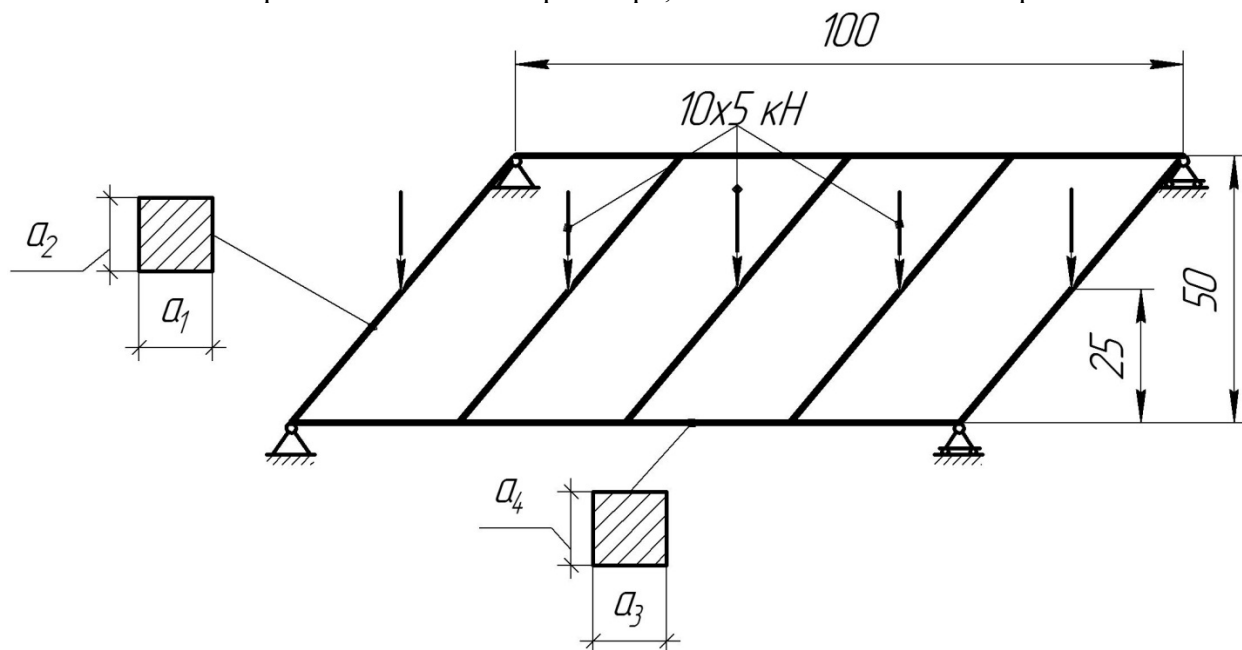


Рис. 2.3. Схема 7-балкового ростверку

У якості цільової функції візьмемо сумарний об'єм конструкції. Запишемо цільову функцію у вигляді:

$$.DSMT4 \quad (2.23)$$

$$cm^3 \quad (2.24)$$

де — змінні проектування задачі, параметри конструкції, розміри поперечних перерізів балок ростверку, які приймаються сталими за довжиною відповідного елемента.

Накладемо обмеження на змінні проектування (невід'ємність розмірів) і на змінні стану (напруження у допустимих межах).

Обмеження на змінні стану запишуться так:

$$(2.25)$$

$$(2.26)$$

де — дійсні напруження у відповідних балках ростверку;

— допустиме напруження. При проведенні досліджень і розрахунків будемо вважати,

що МПа.

Обмеження на змінні проектування запишуться так:

$$(2.27)$$

Фактично обмеження на змінні проектування є умовою додатності величин розмірів поперечних перерізів.

Для балкового ростверку аналітична залежність між змінними проектування (параметрами конструкції) і змінними стану (напруженням в елементах конструкції) носить складний характер і може бути визначена лише із застосуванням спеціальних методів будівельної механіки, що саме по собі вже є складною задачею. Оптимізацію даної конструкції виконаємо за допомогою чисельної процедури оптимізації несучих конструкцій колійних машин, запропонованої у даній роботі [51, 52].

7-балковий ростверк було оптимізовано за двох початкових проектів:

$$.DSMT4 \quad ,$$

,

Збіжність чисельної процедури оптимізації конструкцій

На основі отриманого масиву чисельних даних побудовано ряд графіків, що відображають хід процесу вагової оптимізації 7-балкового ростверку. У табл. 2.1 наведені результати оптимізації конструкції, що розглядається.

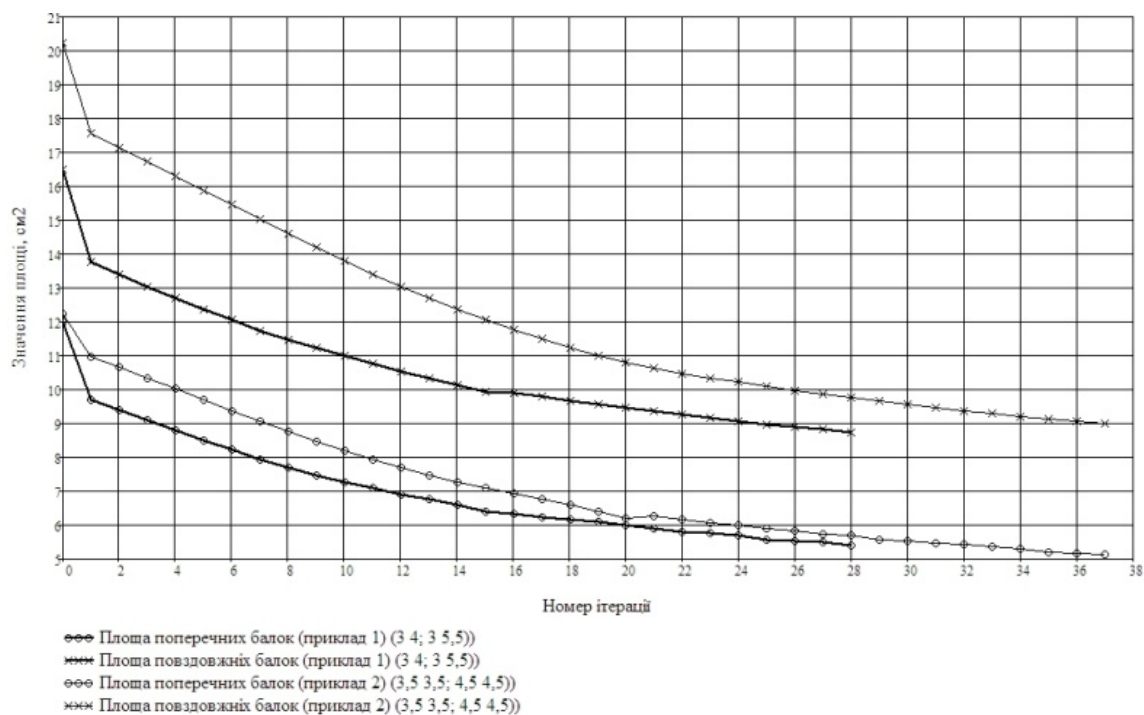


Рис. 2.4. Графік зміни площ поперечних перерізів балкового ростверку в ході оптимізаційного процесу

Таблиця 2.1

Проекти конструкції балкового ростверку у ході оптимізації

(— початковий проект, — проект на першій ітерації, — оптимальний проект)

Проект, см	Цільова функція , см ³	Напруження в елементі конструкції, МПа
	6300	156/165
	5180	175/165
	5180	199/200
	6253	200/200
	3103	198/200
	3087	198/200

У стовпчику «Напруження в елементі конструкції, МПа» через дріб вказані напруження у відповідно повздовжніх і поперечних балках конструкції ростверку.

Таблиця 2.2

Результати чисельної оптимізації балкового ростверку

Початковий проект, см	Зменшення цільової функції, %	Кількість ітерацій процесу оптимізації
	51/40	28

	56/51	37
--	-------	----

У стовпчику «Зменшення цільової функції, %» через дріб вказане зменшення цільової функції у порівнянні відповідно із початковим проектом конструкції та проектом конструкції після першої ітерації.

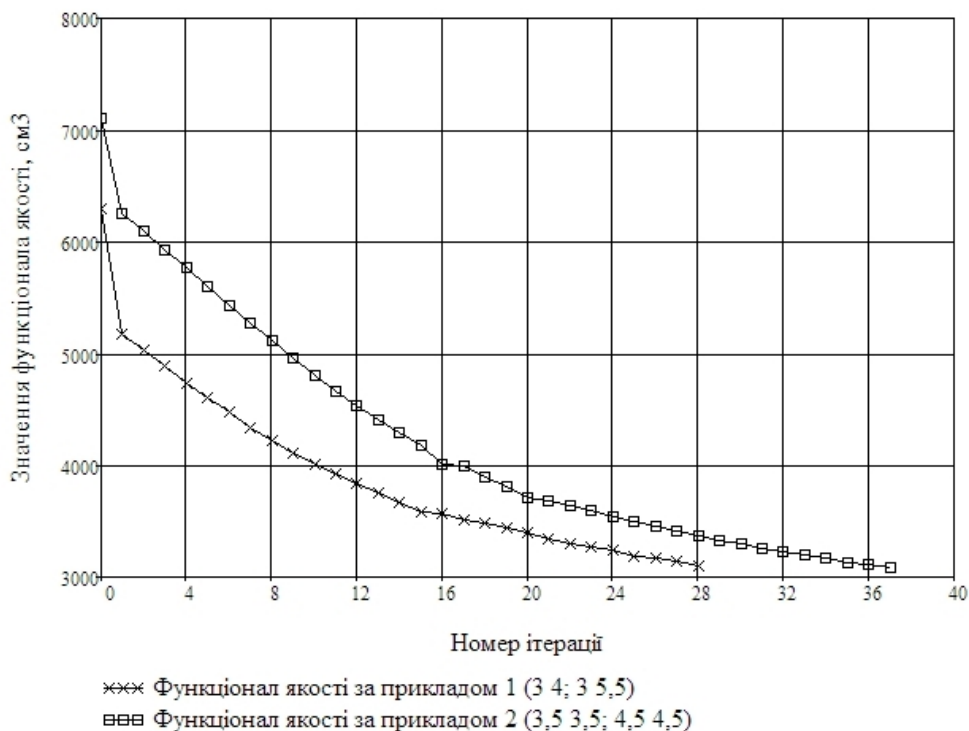


Рис. 2.5. Графік зміни цільової функції задачі в ході оптимізаційного процесу

Головним критерієм оцінки ефективності оптимального проекту тієї чи іншої механічної конструкції, у тому числі й несучої конструкції колійної машин, є абсолютне і відносне зменшення значення функції цілі, вииграш, який ми отримуємо завдяки оптимізації. Оскільки зазвичай при оптимізації механічних конструкцій у якості функції цілі обирається маса або об'єм конструкції чи її частини, то мова йде про безпосередній вииграш у масі або об'ємі як за абсолютною величиною, так і у відсотковому відношенні. Цей критерій ефективності виконаної оптимізації, по суті, є головним. Нижче наведені вирази для обчислення абсолютного і відносного вииграшу за функціоналом якості.

Абсолютне зменшення функції цілі:

$$\Delta F_{\text{абс}} = F_{\text{п}} - F_{\text{опт}}, \quad (2.28)$$

Відносне зменшення функції цілі:

$$\Delta F_{\text{від}} = \frac{F_{\text{п}} - F_{\text{опт}}}{F_{\text{п}}}, \quad (2.29)$$

де $F_{\text{опт}}$ – значення функції цілі оптимального проекту;

$F_{\text{п}}$ – значення функції цілі початкового проекту.

Аналізуючи результати, проілюстровані на графіках зображених на рис. 2.4 і рис. 2.5,

помічаємо, що для прикладу 1 з .DSMT4 отримали і 40% зменшення об'єму матеріалу відповідно у порівнянні із початковим проектом (.DSMT4 см³)

і проектом, отриманим на першій ітерації (.DSMT4 см³).
Оптимальний проект було досягнуто за 28 ітерацій.

Для прикладу 2 з отримали і 51%-й вигреш у об'ємі матеріалу
відповідно у порівнянні з початковим проектом (см³) і проектом, отриманим на
першій ітерації (см³). Оптимальний проект було досягнуто за 37 ітерацій.

Таким чином, в результаті вагової оптимізації 7-балкового ростверку було отримано 56% зменшення ваги конструкції.

Зупинимось на питанні збіжності процесу оптимізації. Ця проблема посідає чільне місце у теорії математичного програмування і оптимального проектування. У теорії оптимізації механічних конструкцій ця проблема має свої особливості, на яких слід зупинитися.

Критерієм зупинки процесу оптимізації механічної конструкції вважається не математичний критерій відсутності суттєвого градієнту функції цілі, а фізичний критерій відсутності суттєвого вигрешу у функції цілі, іншими словами, якщо не вдається отримати суттєве зменшення об'єму або маси конструкції, то це є сильним фактором, що вказує на необхідність зупинки оптимізації. У задачі вагової оптимізації 7-балкового ростверку було обрано математичний критерій зупинки з метою отримання достатнього для подальших досліджень масиву чисельних даних.

Отримані результати вказують на те, що оптимізаційний процес збігається до оптимального проекту з різних початкових. Це є підтвердженням якості запропонованої процедури. Отже, фактично можна розпочинати оптимізацію з довільного проекту. Відмітимо також, що темп оптимізаційного процесу падає з наближенням до оптимального проекту (особливо це простежується на рис. 2.5). Як видно з таблиць результатів з наближенням до оптимуму параметр кроку зменшується – зменшується безпосередня довжина кроків ітерацій, а це, в свою чергу,

викликає зниження темпу оптимізації. Слід зауважити, що кількість ітерацій для проекту .

DSMT4 , з навмисно зміненими змінними проектування менша, ніж для такого, у якого змінні не дібрані спеціальним чином, причому вигреш у кількості обчислень є значним (11 ітерацій). Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок, що на початку процедури чисельної оптимізації слід уважно підходити до питання добору змінних проектування у початковому проекті задля зменшення кількості обчислень і як результат зменшення часу оптимізації.

Дослідження чутливості проектів конструкцій при використанні чисельної процедури оптимізації

У проектуванні механічних конструкцій аналіз чутливості займається вивченням взаємозв'язків між змінними проектування, якими керує проектувальник, і змінними стану, які визначаються законами механіки, реакцією конструкції. Інформація про чутливість розроблюваних механічних систем і конструкцій, до змін у їх проектах, недоліків у виготовленні, варіацій зовнішніх впливів та інших факторів, що мають детермінований чи ймовірнісний характер, є виключно важливою і дозволяє ефективно вирішувати задачі оптимізації складних механічних конструкцій.

Залежність реакції механічної конструкції, вимірюваної як переміщення, напруження, власна частота і сила втрати стійкості, від змінних проектування, таких , як площа поперечного перерізу певного елемента конструкції, товщини пластинки і форма елементів, неявно визначається рівняннями стану механіки конструкцій.

Успіхи останніх десятиріч у галузі скінченно-елементного аналізу механічних конструкцій постали надійним фундаментом при оцінці проектів механічних конструкцій. Проте у своїй існуючій формі даний аналіз використовується тільки для ідентифікації технічних задач, однак мало допомагає проектувальнику у визначенні способів модифікації проекту з метою удосконалення характеристик, що розглядаються. Використовуючи інформацію про чутливість проекту, яка отримується за допомогою запропонованої процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин, можна проводити систематичний аналіз механічної конструкції та її покращення.

Перейдемо до розгляду проблеми чутливості проектів приналежно до процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин.

Протягом виконання чисельної процедури оптимізації розраховуються градієнти функцій обмежень за відповідними змінними проектування згідно (2.16) і (2.17) на кожній ітерації.

Також цікавим є питання характеру зміни градієнтів функцій. Варто зазначити, що з інженерної точки зору навіть більш важливим за конкретний оптимальний проект конструкції є дослідження чутливості змінних проектування, їхнього впливу

на цільову функцію. Саме величини градієнтів функцій обмежень, нормовані за допомогою нормуючого множника, дають змогу якісно оцінити вплив зміни кожної зі змінних проектування на значення цільової функції. Фактично у процедурі чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин чутливість проекту досліджується та оцінюється за допомогою виразу (2.17). Нормуючий коефіцієнт в (2.17) якраз і відіграє роль того якісного детермінанта чутливості проекту. На рис. 2.17 – 2.20 показані результати досліджень чутливості проекту (для задачі вагової оптимізації 7-балкового ростверку).

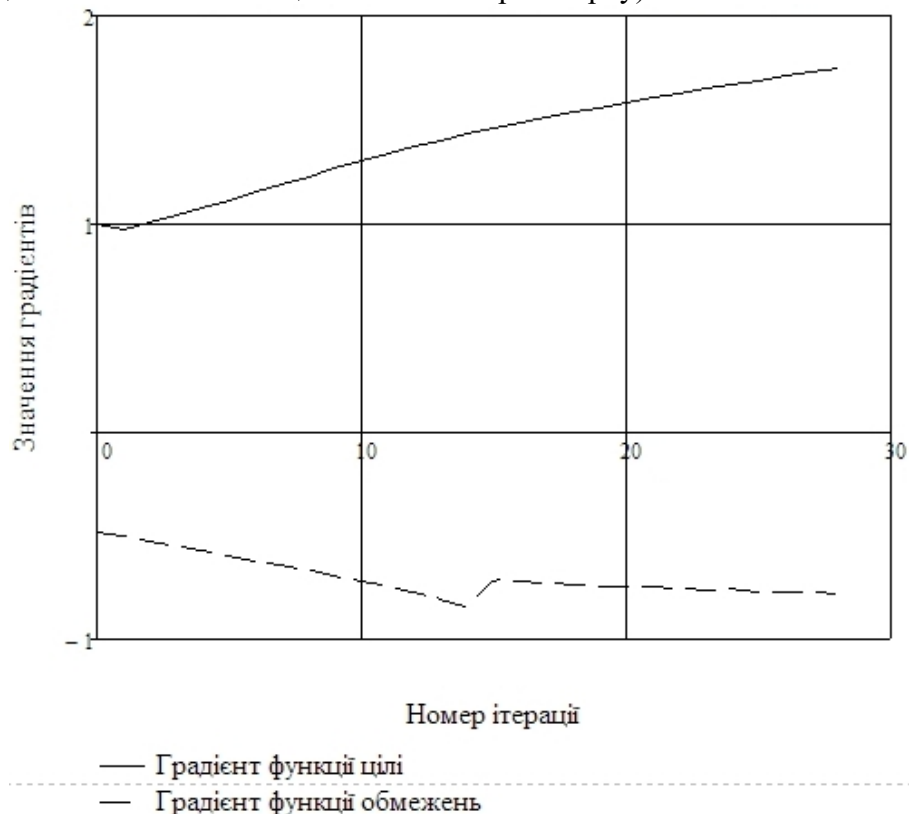


Рис. 2.6. Зміна градієнтів від протягом оптимізації

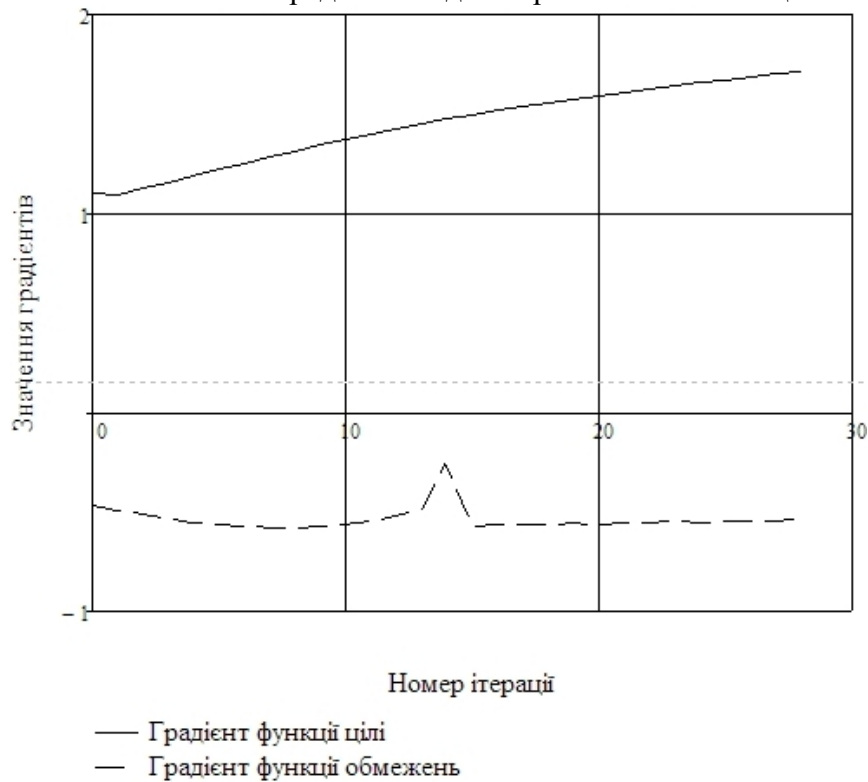


Рис. 2.7. Зміна градієнтів від протягом оптимізації

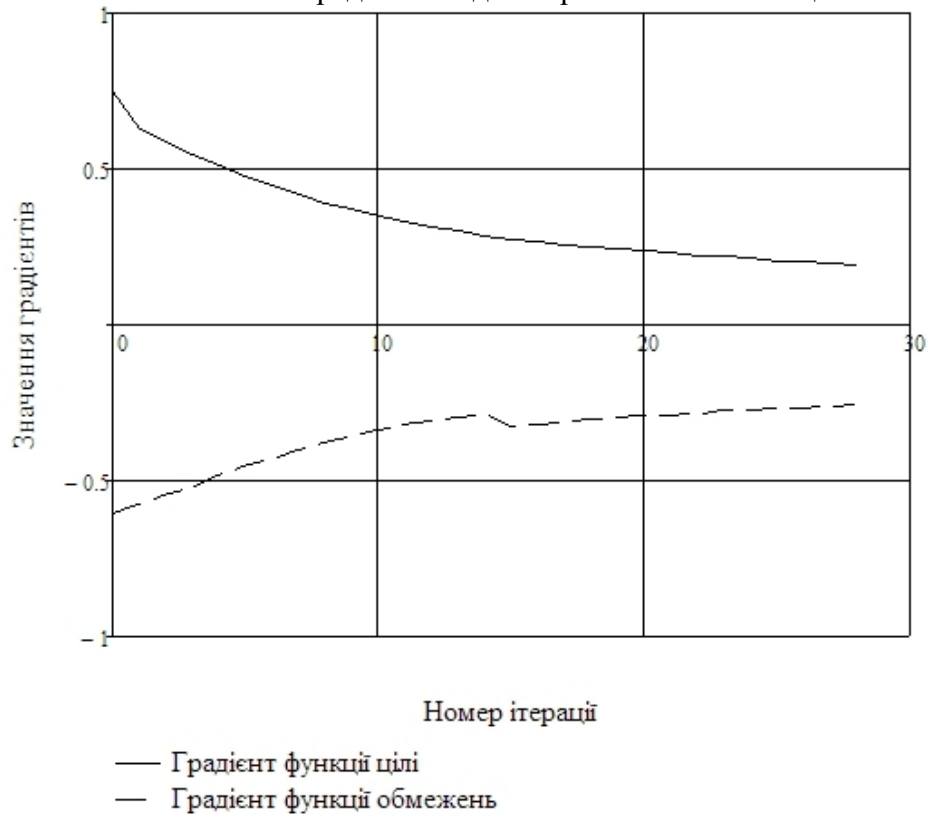


Рис. 2.8. Зміна градієнтів від протягом оптимізації

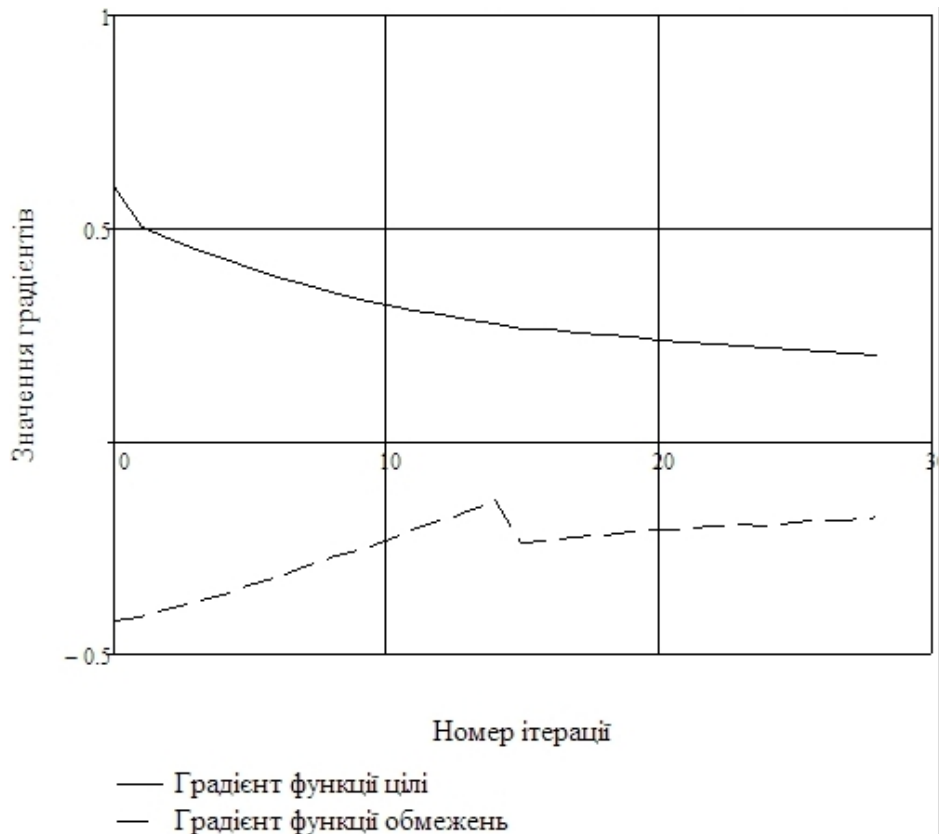


Рис. 2.9. Зміна градієнтів від протягом оптимізації

Для порівняння із градієнтами обмежуючих функцій обрані градієнти функції цілі з метою показу факту їхнього знаходження у протилежному розташуванні. Надзвичайно показовими є графіки, зображені на рис. 2.8, 2.9, адже на них характерно розташувалися лінії зміни градієнтів функцій обмежень та функції цілі. Спираючись на результати, представлені на цих графіках можна зробити висновок – критерій оптимальності за градієнтами: з наближенням проекту конструкції до оптимального, величини градієнтів функцій обмежень і функції цілі прямують до певної сталої величини. Викиди на лініях градієнтів функцій обмежень пояснюються зміною параметра кроку на відповідних ітераціях.

2.3.2. Вагова оптимізація 6-балкового ростверку

Розглянемо 6-стрижневий балковий ростверк, схема якого показана на рис. 2.10.

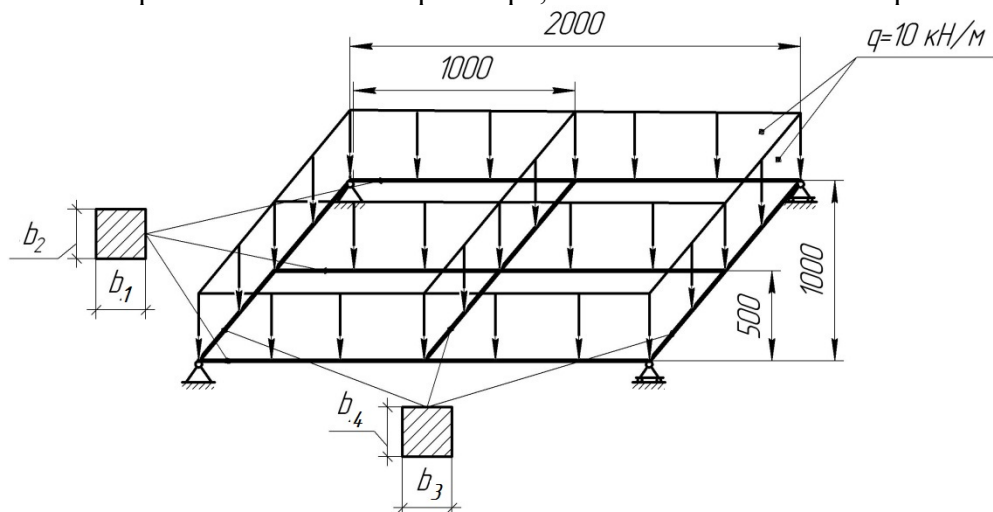


Рис. 2.10. Схема 6-балкового ростверку

У якості цільової функції приймемо вагу ростверка.

Цільова функція запишеться у вигляді:

$$.DSMT4 \quad (2.23)$$

$$смЗ \quad (2.24)$$

де – змінні проектування задачі – параметри конструкції, висоти поперечних перерізів балок ростверку, які приймалися сталими за довжиною відповідного елементу;

– ширини поперечних перерізів балок ростверку, сталі величини у рамках цієї задачі,

см.

Накладемо обмеження на змінні проектування (невід’ємність розмірів) і на змінні стану (напруження у допустимих межах).

Обмеження на змінні стану запишуться так:

$$(2.25)$$

$$(2.26)$$

де – максимальні напруження у відповідних балках ростверку;

– допустиме напруження. При проведенні досліджень і розрахунків приймалося, що

МПа.

Обмеження на змінні проектування запишуться так:

$$.DSMT4 \quad (2.27)$$

Оптимізацію даної конструкцію виконаємо за допомогою чисельної процедури оптимізації несучих конструкцій колійних машин, запропонованої у даній роботі [51, 52].

6-балковий ростверк було оптимізовано з трьох початкових проектів (відповідно проект 1 (см, см), проект 2 (см, см), проект 3 (см, см)) і ще одного проекту, який не задовольняв обмеженням (2.25), (2.26) (см, см).

На рис. 2.11 – 2.13 показано графіки зміни цільової функції та змінних проектування впродовж оптимізації для кожного з проектів, що розглядалися. Результати вагової оптимізації 6-балкового ростверку зведені до табл. 2.3.

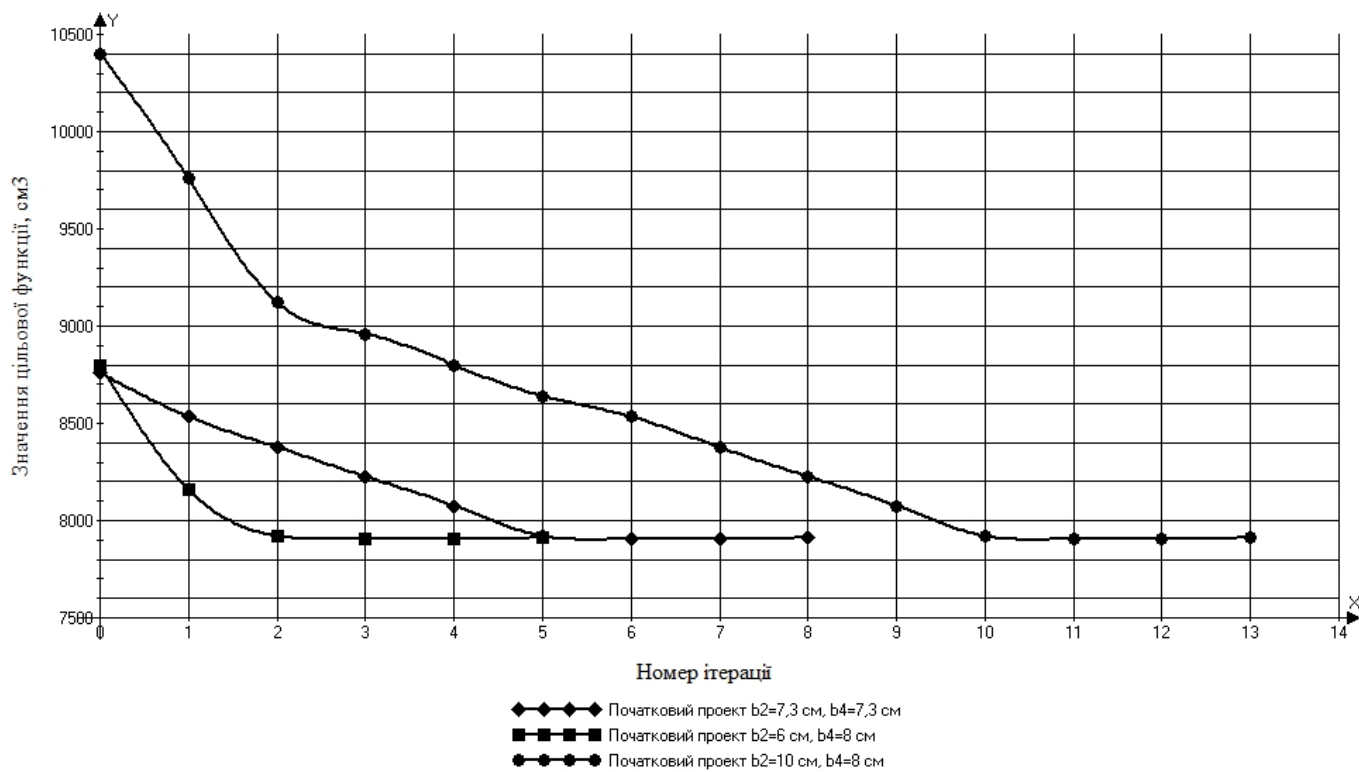


Рис. 2.11. Цільова функція задачі оптимізації 6-балкового ростверку

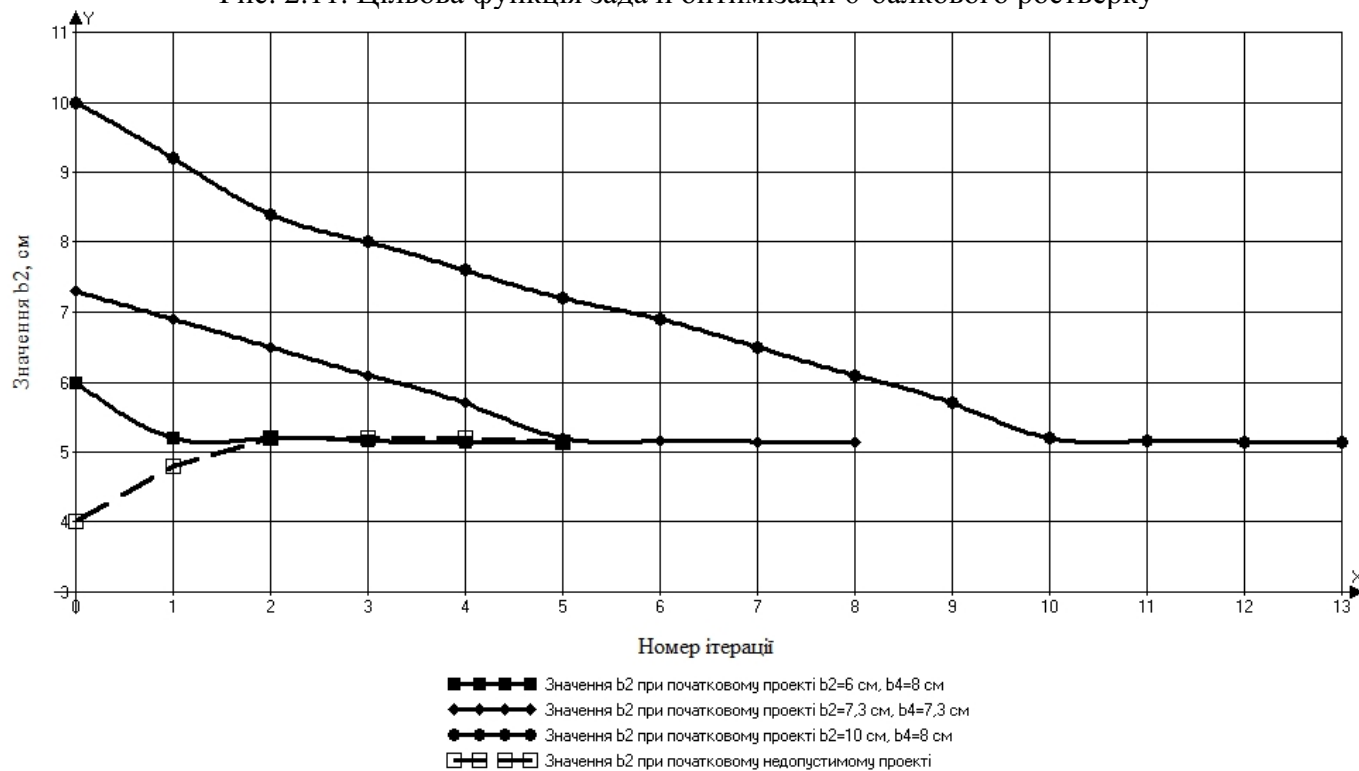


Рис. 2.12. Змінна проектування задачі оптимізації 6-балкового ростверку

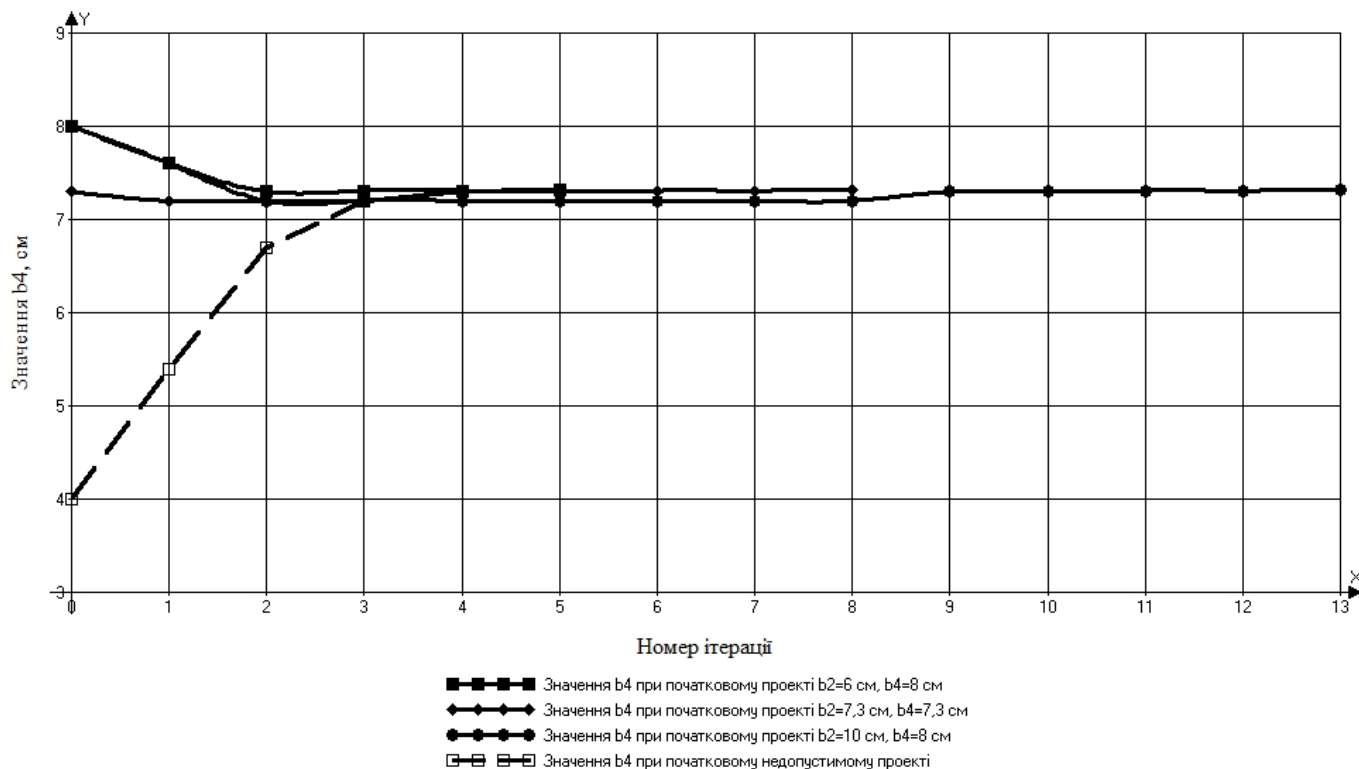


Рис. 2.13. Змінна проектування задачі оптимізації 6-балкового ростверку

Таблиця 2.3

Результати вагової оптимізації 6-балкового ростверку

Початковий проект	Зменшення цільової функції, %	Кількість ітерацій процесу оптимізації
Проект 1 (см, см)	11,4	4
Проект 2 (см, см)	10,8	7
Проект 3 (см, см)	10,8	12
Проект 4 (см, см)	—	5

Аналіз результатів вагової оптимізації 6-балкового ростверку, представлених графіками, зображеними на рис. 2.11-2.13, показує, що вибір різних початкових проектів не впливає на кінцевий результат – отримання єдиного оптимального проекту. Слід відмітити, що при виборі початкового проекту у недопустимій зоні (проект 4, синя крива на рис. 2.12, 2.13) в результаті оптимізації було отримано той самий кінцевий проект, як і при виборі початкових проектів у допустимій зоні. Оптимальний проект був досягнутий за 4, 7 і 12 ітерацій, в залежності від початкового проекту. Таким чином, в результаті вагової оптимізації 6-балкового ростверку вдалося отримати 11,4% зменшення ваги конструкції.

2.4. Висновки

У другому розділі дисертаційної роботи:

- ✓ описано класичну постановку МПГ Розена для випадків лінійних і нелінійних обмежень;

- ✓ запропоновану процедуру чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин, зокрема надано ряд алгоритмів реалізації цієї процедури;
- ✓ апробовано запропоновану процедуру на ряді задач оптимізації конструкцій, подібних до типових несучих конструкцій колійних машин;
- ✓ досліджено ряд математичних аспектів використання запропонованої чисельної процедури, зокрема питання збіжності чисельного алгоритму, та питання чутливості проектів і змінних проектування несучих конструкцій.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ (НДС) І УДОСКОНАЛЕННЯ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПЛАНУВАЛЬНИКА БАЛАСТНОЇ ПРИЗМИ СПЗ-5/UA

3.1. Дослідження НДС несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

3.1.1. Об'єкт досліджень



Рис. 3.1. Загальний вид планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

Планувальник баластної призми СПЗ-5/UA (надалі скорочено СПЗ-5) – колійна машина, призначена для планування та перерозподілу свіжевідсипаного баласту при всіх видах ремонту та поточного утримання залізничної колії, а також при її будівництві [53, 54, 109].

Виробник – ВАТ «Каховський завод електрозварювального обладнання».

Планувальник баластної призми СПЗ-5 (рис. 3.1) призначений для виконання таких основних операцій:

- 1) планування баластного матеріалу за всією шириною баластної призми для забезпечення її проектного профілю;
- 2) перерозподіл надлишків баласту з відкосів та міжколійного простору всередину колії;

- 3) перерозподіл з відкосів до міжколійного простору та навпаки; видалення баласту з верхньої поверхні шпал та переміщення його за кінці шпал;
- 4) очищення скріплень рейок від баласту.

Основні технічні характеристики машини наведені у табл. 3.1.

Планувальник баластної призми СПЗ-5 – самохідний екіпаж на рейковому ході, на якому встановлені робочі органи, енергетична установка, системи і механізми керування і контролю.

Машина містить в собі такі основні складові частини:

- ✓ силова установка;
- ✓ силова передача;
- ✓ екіпажна частина;
- ✓ робочі органи для виконання технологічних операцій;
- ✓ гідравлічна система;
- ✓ робоча пневмосистема;
- ✓ система гальмування;
- ✓ система електроустаткування;
- ✓ капоти й огороження;
- ✓ кабіна машиністів та її обладнання.

Силовa установка забезпечує електроенергію для роботи систем освітлення, сигналізації, гальмівної і робочої пневмосистеми, тягових електродвигунів, вентиляторів, опалення кабіни.

Силовa передача забезпечує передачу крутного моменту від електродвигуна до колісних пар машини.

Екіпажна частина служить основою для розміщення робочих органів, систем, устаткування, сприймання навантаження від маси машини, робочих зусиль і подовжніх навантажень і включає: раму з автозчепними пристроями, колісні пари з підвіскою.

Таблиця 3.1

Основні параметри та розміри дослідної машини СПЗ-5/UA

Найменування показника	Значення
Ширина колії, мм	1520
Габарит у транспортному положенні (за ГОСТ 9238-83)	1-Т
Номинальний діаметр коліс, мм	950
Маса машини, т	42
Максимальне навантаження на вісь, т	21
Максимальна швидкість руху, км/год	
власна	80
у складі потяга	100
робоча	0...8
Максимальний ухил колії, ‰	30
Підйом, який долає машина при баластуванні колії з трьома вагонами щебеню, ‰	10
Акумуляування щебенів у накопичувачі, м³	5
Кількість осей	2
Кількість ведучих осей	2
Найменший радіус кривої при роботі, м	150
Найменший радіус кривої при транспортуванні, м	120
Тиск у гідросистемі, МПа	24
Довжина машини за автозчепленнями, мм	16000

Ширина машини у транспортному положенні, мм	3100
Висота машини у транспортному положенні, мм	4650
Висота автозчеплення від рівня верху голівки рейки, мм	1050

Планувальник баластної призми СПЗ-5 призначений для експлуатації на дорогах Укрзалізниці і виготовлений у повній відповідності з робочими кресленнями, прийнятий у встановленому порядку ВТК підприємства-виробника.

Для проведення експериментальних досліджень зразок планувальника баластної призми СПЗ-5 був відібраний у відповідності з вимогами нормативних документів з оформленням акта відбору зразка.

3.1.2. Режими експлуатації

Планувальник баластної призми має наступні режими експлуатації: робочий, самохідний і транспортний.

Робочий (технологічний) режим – це такий режим експлуатації, при якому планувальник баластної призми виконує технологічні завдання. Варто зазначити, що технологічний режим експлуатації має чотири різновиди, мова про які піде нижче.

Самохідний режим – це режим експлуатації, при якому планувальник баластної призми рухається самоходом, як окрема транспортна одиниця, зі швидкістю км/год та може буксувати причеп масою до 270 т.

Транспортний режим – це такий режим експлуатації, при якому машина може бути приведена у транспортне положення та може включатися до складу потягу, який рухається зі швидкістю до 100 км/год.

При виконанні аналітичного дослідження напружено-деформованого стану (НДС) несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 робочий і транспортний режими експлуатації моделювалися наступним чином:

- 1) Транспортний режим моделювався дією вертикального навантаження власної ваги несучої рами машини і стаціонарного обладнання, встановленого на неї у транспортному положенні з урахуванням коефіцієнта динаміки . Навантаження від обладнання, маса якого перевищувала 1 т, моделювалося зосередженими силами, діючими у місцях кріплення цього обладнання. Навантаження від іншого обладнання враховувалися додаванням до власної ваги рами, шляхом перерахунку питомої ваги матеріалу рами.
- 2) Робочий (технологічний) режим, як вже зазначалося, має чотири різновиди, що відповідно називаються «А», «В», «С» і «D».
- 1) Робочий режим «А» реалізується при роботі двох бічних і двох центральних плугів, причому сили тиску складають: кН на різак та кН на крила. Також до робочих навантажень входили вертикальні статичні навантаження від обладнання машини з урахуванням розташування робочих органів при роботі, а також повздовжні навантаження, які виникали від взаємодії робочих органів із баластом.
- 2) Робочий режим «В» реалізується при роботі одного бічного та двох центральних плугів, причому сили тиску складають: кН на різак, кН на крила і кН на центр плуга;
- 3) Робочий режим «С» реалізується при роботі одного бічного плугу і сила тиску складає кН на різак;

4) Робочий режим «D» реалізується при роботі двох центральних плугів, і сила тиску складає kH на центр плуга;

Відмітимо, що дія на конструкцію усіх навантажень, лінії дії яких не перетинали безпосередньо несучу частину рами, враховувалися шляхом паралельного перенесення сил із додаванням відповідних моментів сил.

Напруження у досліджуваній конструкції для усіх робочих режимів експлуатації визначалися з урахуванням статичних напружень від дії власної ваги несучої конструкції та встановленого на неї робочого обладнання.

На рис. 3.2 показана схема прикладання повздовжніх сил на робочі органи планувальника баластної призми СПЗ-5: — сила на різак, — сила на крила і — сила на центр плуга.

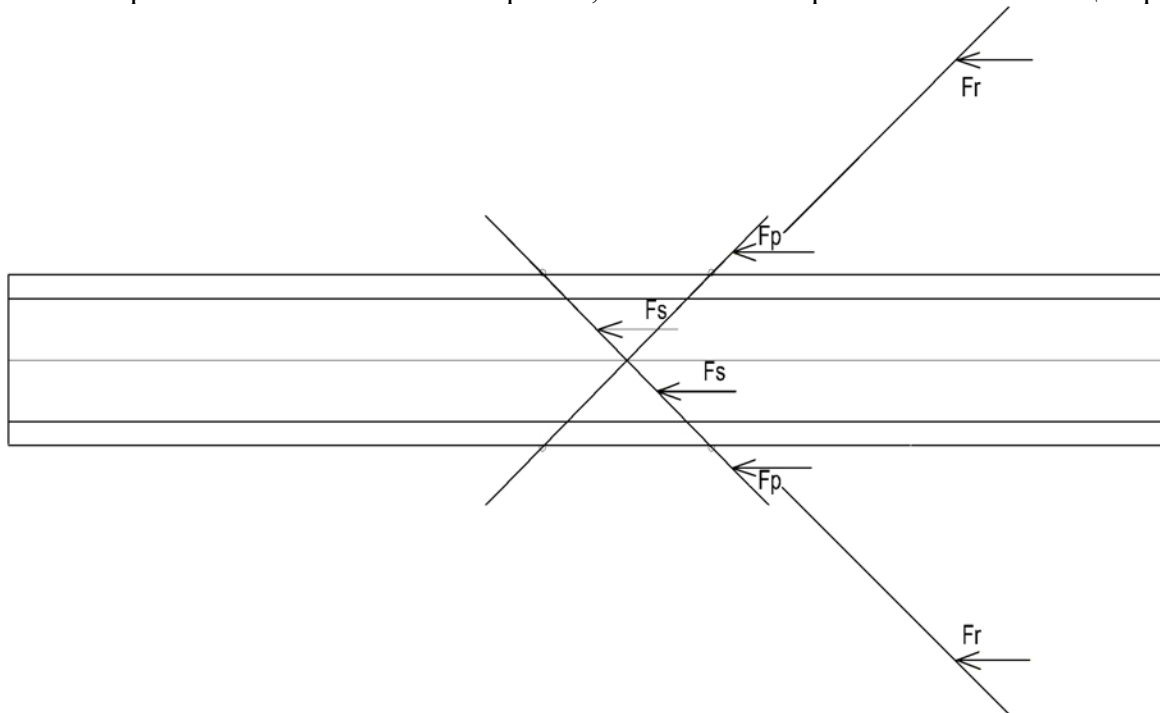


Рис. 3.2. Схема розташування місць прикладання повздовжніх сил тиску на робочі органи

3.1.3. Аналітичне дослідження НДС несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

Аналітичне дослідження НДС несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 виконувалося за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Розрахунок несучої конструкції планувальника баластної призми за МСЕ переслідував дві головні цілі:

1. Перевірка відповідності конструкції умовам міцності;
2. Визначення місць встановлення тензометричних датчиків для подальшого проведення ходових динамічних випробувань на міцність.

Окрім того, за результатами розрахунку несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 за МСЕ були визначені статичні напруження σ_{DSMT4} з послідуною оцінкою коефіцієнту запасу утомної міцності K_{DSMT4} .

Несуча конструкція планувальника баластної призми СПЗ-5 була змодельована скінченними елементами – трьох- і чотирьохвузловими пластинками (рис. 3.3).

Рама планувальника баластної призми СПЗ-5 складається з двох основних повздовжніх балок 1 (див. рис. 3.3) з профілю НЕВ 300, двох кінцевих балок, що

входять до складу буферних брусів 2 та трьох проміжних поперечних балок 3 з труби EN10210, двох поперечних балок 4 з труби EN10210. Зокрема, модель вміщує буксові вузли, зображені під номером 5.

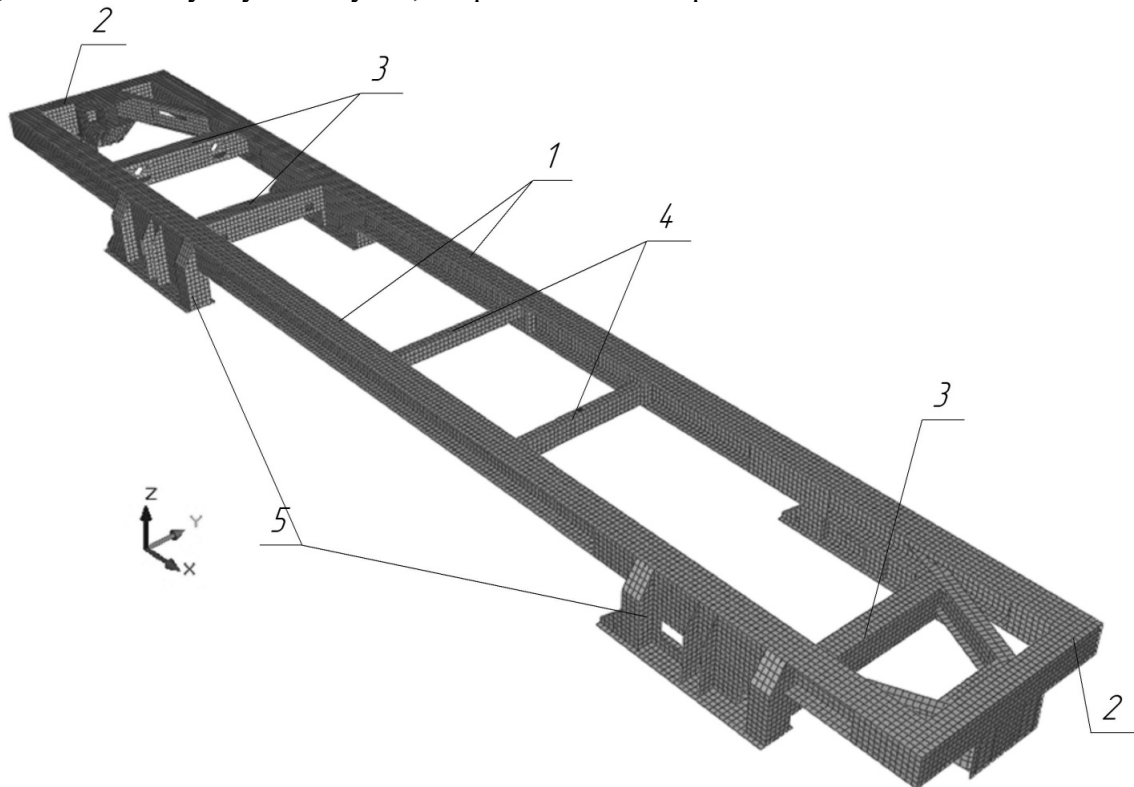


Рис. 3.3. Скінченно-елементна модель рами планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

Товщини пластинок призначалися відповідно до розмірів поперечних перерізів елементів конструкції за робочими кресленнями.

Граничні умови задачі реалізовувалися за допомогою введення до місць спирання рами вертикальних зв'язків скінченної жорсткості, причому сумарна жорсткість одного комплекту зв'язків скінченної жорсткості була взята рівною жорсткості одного комплекту ресорного підвішування.

На рис. 3.4 зображена схема навантаження скінченно-елементної моделі несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 силами власної ваги та встановленого на раму робочого обладнання.

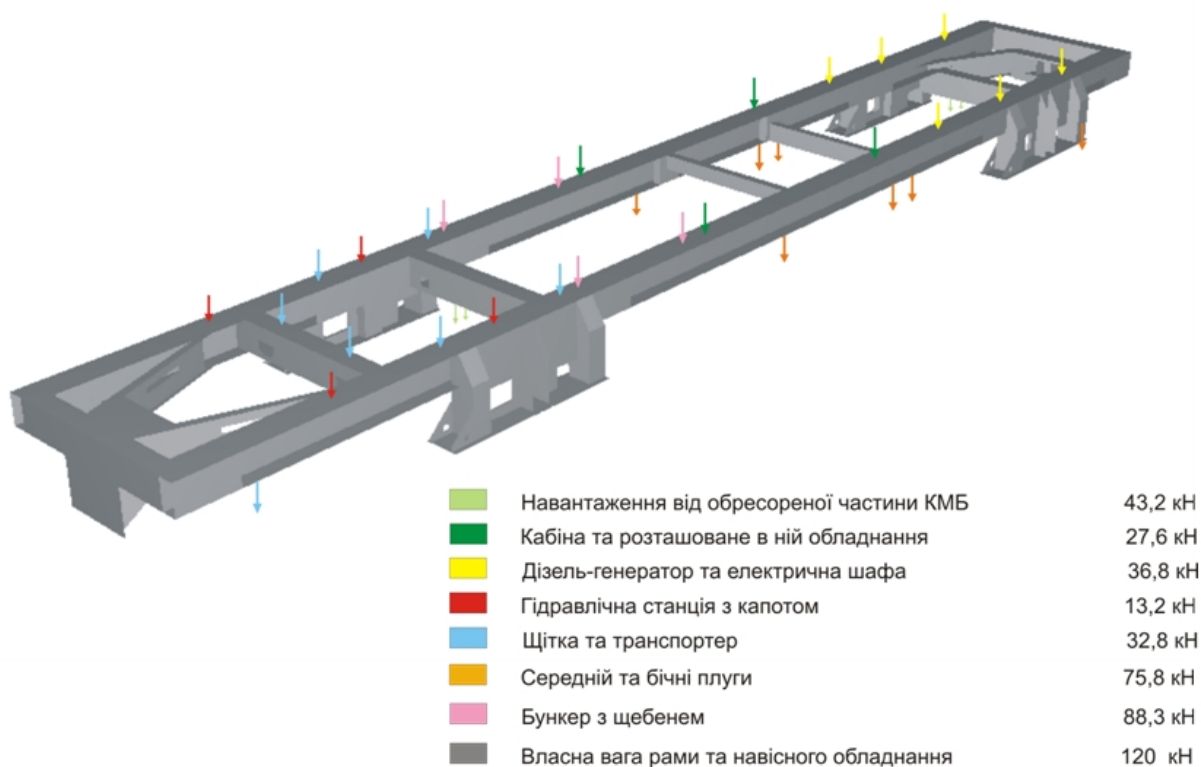
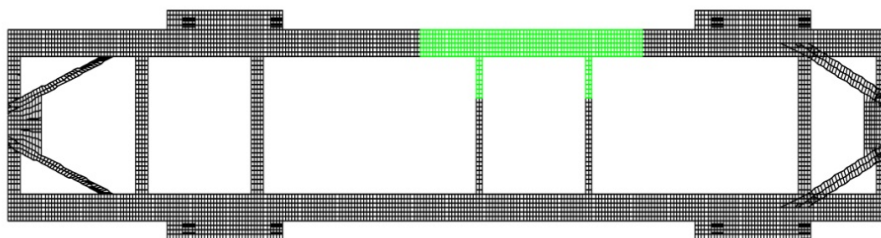


Рис. 3.4. Схема навантаження скінченно-елементної моделі рами планувальника баластної призми СПЗ-5/UA силами власної ваги та встановленого на неї робочого обладнання

Результати аналітичного дослідження НДС несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 від дії сил власної ваги і встановленого на неї робочого обладнання (статичне навантаження) наведено у вигляді графіків розподілу за конструкцією рами головних і еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі на рис. 3.5 – 3.8.



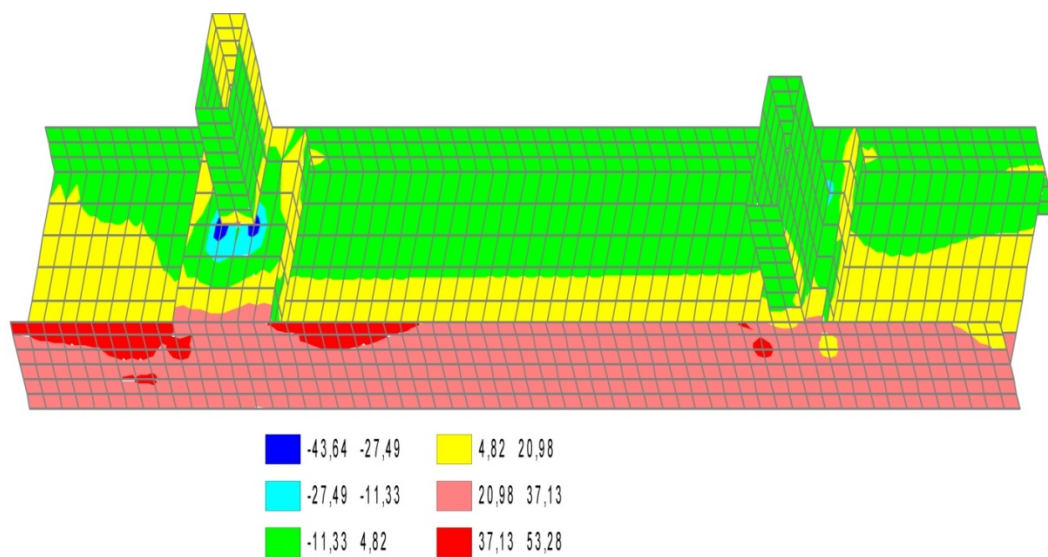


Рис. 3.5. Поля головних напружень у центральній частині несучої рами. Статичне навантаження (МПа)

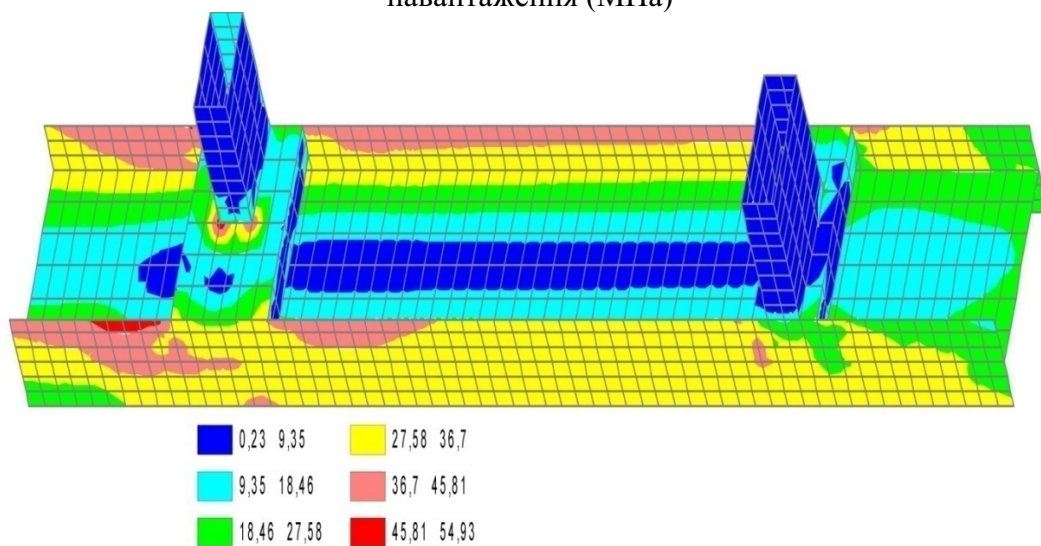


Рис. 3.6. Поля еквівалентних напружень у центральній частині несучої рами. Статичне навантаження (МПа)

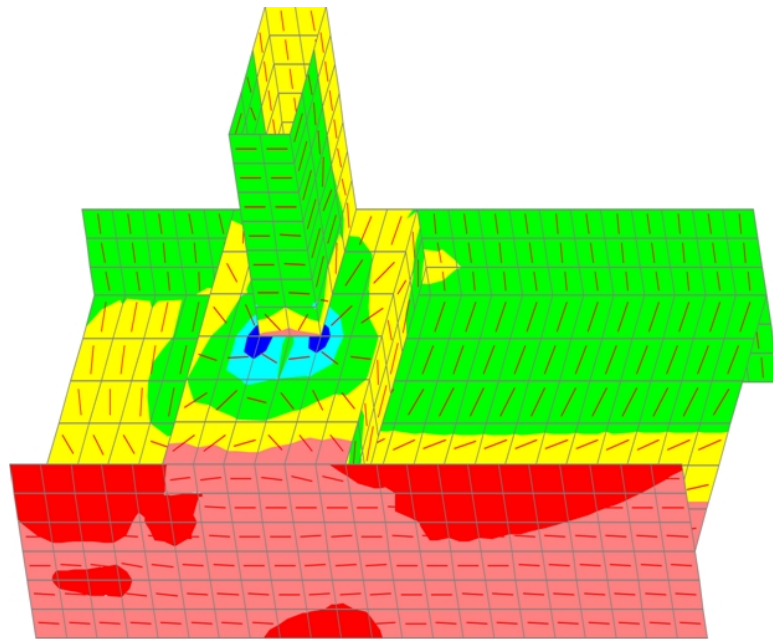


Рис. 3.7. Напрямки головних напружень у центральній частині несучої рами у зоні максимальних напружень (вид знизу)

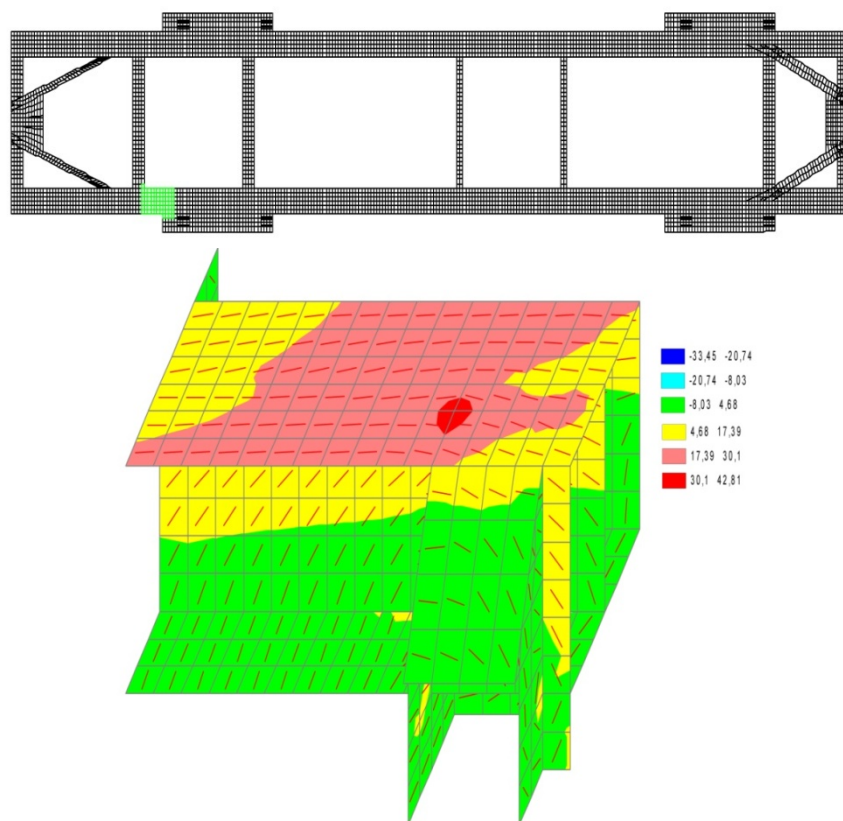


Рис. 3.8. Поля головних напружень у місці зварювання буксового вузла (МПа)

З рис. 3.5 і 3.6 видно, що найбільш навантаженою частиною несучої конструкції при дії статичного навантаження є її середня частина. Зона максимальних напружень розташована у полиці поперечного перерізу головної повздовжньої несучої балки у районі підвішування

середнього плуга у транспортному положенні. При цьому головні напруження у нижній полиці спрямовані вздовж повздовжньої вісі бічної балки машини, що засвідчує, що вона працює в умовах згинання (рис. 3.7). Значення еквівалентних напружень за енергетичною теорією

міцності Губера-Мізеса-Генкі у зоні концентрації складають МПа.

Другою найбільш навантаженою зоною конструкції є місце розташування буксового вузла з боку гідравлічного апарата (рис. 3.8). Головні напруження у верхній полиці головної повздовжньої балки складають МПа.

Оцінка міцності несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 у транспортному режимі виконується за двома критеріями:

I. За допустимими напруженнями.

Умова міцності за допустими напруженнями має вигляд:

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma] \quad (3.1)$$

де σ_{max} – значення напружень у транспортному режимі;

$[\sigma]$ – допустиме значення напружень для матеріалу, з якого виготовлено конструкцію.

Напруження у транспортному режимі складають:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{ст}} + \sigma_{\text{д}} \quad (3.2)$$

де $\sigma_{\text{ст}}$ – коефіцієнт динаміки для головної рами у транспортному режимі, згідно [113, 114]

прийнятий γ ;

$\sigma_{\text{д}}$ – напруження у несучій рамі від дії сил власної ваги рами та встановленого на неї

робочого обладнання. Приймаємо МПа.

Таким чином, обчислимо:

$$\sigma_{\text{ст}} = 1,1$$

Допустиме значення напруження визначається за виразом:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{n} \quad (3.3)$$

де n – коефіцієнт запасу за допустими напруженнями у головній рамі для транспортного режиму, згідно [113, 114] прийнятий $n = 1,3$;

$\sigma_{\text{т}}$ – границя текучесті матеріалу, з якого виготовлена рама – сталь 09Г2. МПа.

Обчисливши, отримаємо:

$$[\sigma] = 82,5 \text{ МПа.}$$

Отже, можна зробити висновок, що міцність несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 за допустими напруженнями забезпечується, оскільки максимальні напруження у транспортному режимі, які становлять 82,5 МПа, не перевищують нормативне значення 155 МПа:

II. За коефіцієнтом запасу утомної міцності.

Умова міцності за коефіцієнтом запасу утомної міцності має вигляд:

$$K_{\text{ст}} \leq K_{\text{доп}} \quad (3.4)$$

де $K_{\text{ст}}$ – дійсне значення коефіцієнту запасу утомної міцності;

$K_{\text{доп}}$ – допустиме значення коефіцієнту запасу утомної міцності, яке за [43, 44] складає

Для несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 згідно результатів дослідження НДС за МСЕ маємо коефіцієнт запасу утомної міцності, який розраховується за виразом [111]:

$$K_{\text{ст}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{max}}} \quad (3.5)$$

де $\sigma_{\text{де}}$ – межа витривалості гладенького лабораторного зразка за симетричного циклу для базової довговічності, що становить $\sigma_{\text{де}}$ МПа;

$\sigma_{\text{ср}}$ – середнє значення циклу напружень, отримане за результатами розрахунку за МСЕ за характерними точками конструкції (рис. 3.17).

$\sigma_{\text{н}}$ – номінальне значення амплітуди циклу зміни напружень, яке розраховується за формулою

$\sigma_{\text{н}} = \sigma_{\text{ср}} \cdot K_{\text{ас}} \cdot K_{\text{асм}}$ – коефіцієнт чутливості й асиметрії циклу;

$K_{\text{асм}}$ – сумарний коефіцієнт, який враховує вплив концентрації напружень, масштабного і технологічного факторів.

Зведемо до табл. 3.2 значення вищенаведених величин.

Таблиця 3.2

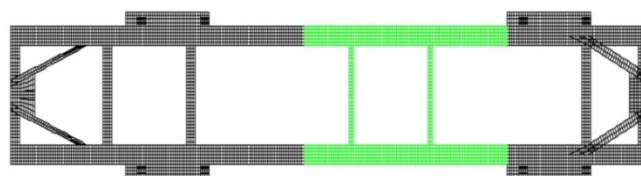
Коефіцієнти запасу утомної міцності для найбільш навантажених ділянок конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5, отримані за розрахунком по МСЕ

Місце конструкції	$\sigma_{\text{де}}$, МПа	$\sigma_{\text{ср}}$, МПа	$\sigma_{\text{н}}$, МПа	$K_{\text{асм}}$
C1	48	24	2,41	1,5
C2	31	15,5	3,73	
C4	38	19	3,04	
P4	33	16,5	3,51	
P5	33	16,5	3,51	

Місця розташування точок C1, C2, C4, P4, P5 наведено на рис. 3.17.

Можемо зробити висновок, що міцність несучої конструкції рами планувальника баластної призми СПЗ-5 за коефіцієнтом запасу утомної міцності забезпечується, оскільки за всіма характерними точками конструкції отримані значення цього коефіцієнту знаходяться у допустимих межах.

Результати аналітичного дослідження НДС несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 від дії робочих режимів наведено у вигляді графіків розподілу за конструкцією рами головних і еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі на рис. 3.9 – 3.16.



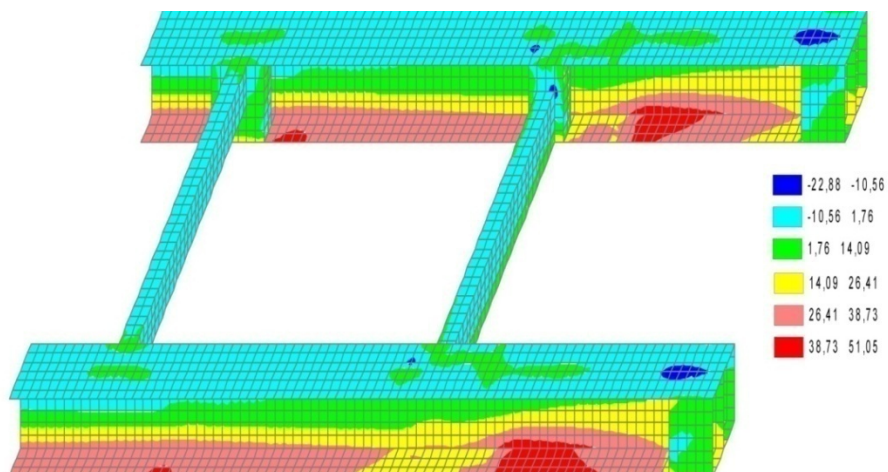


Рис. 3.9. Поля головних напружень у місці кріплення бічних пługів. Режим «А» (МПа)

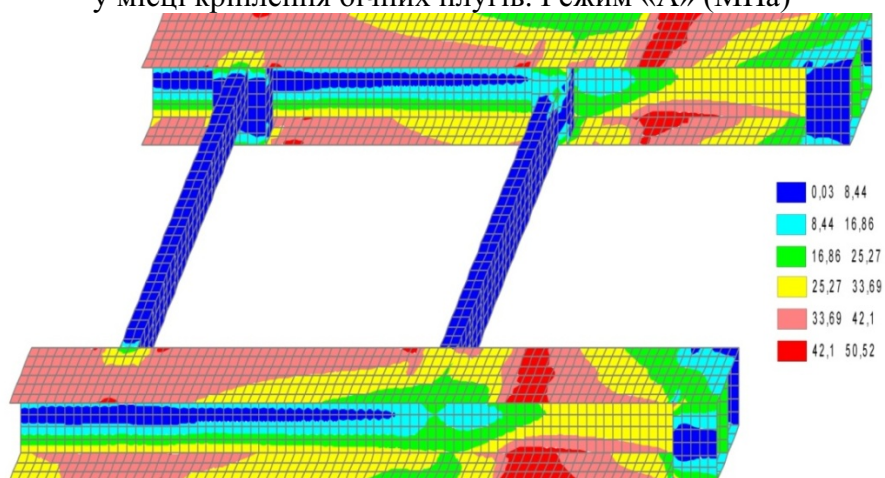


Рис. 3.10. Поле еквівалентних напружень у місці кріплення бічних пługів. Режим «А» (МПа)

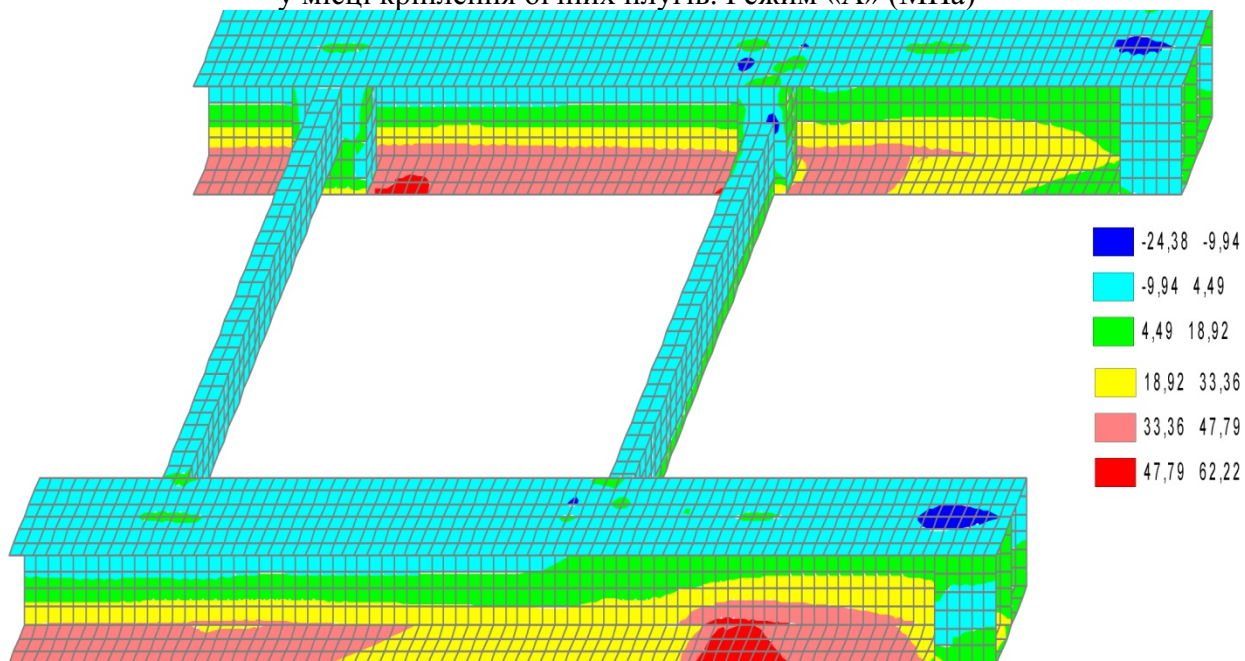


Рис. 3.11. Поля головних напружень у місці кріплення центральних і бічних пługів. Режим «В» (МПа)

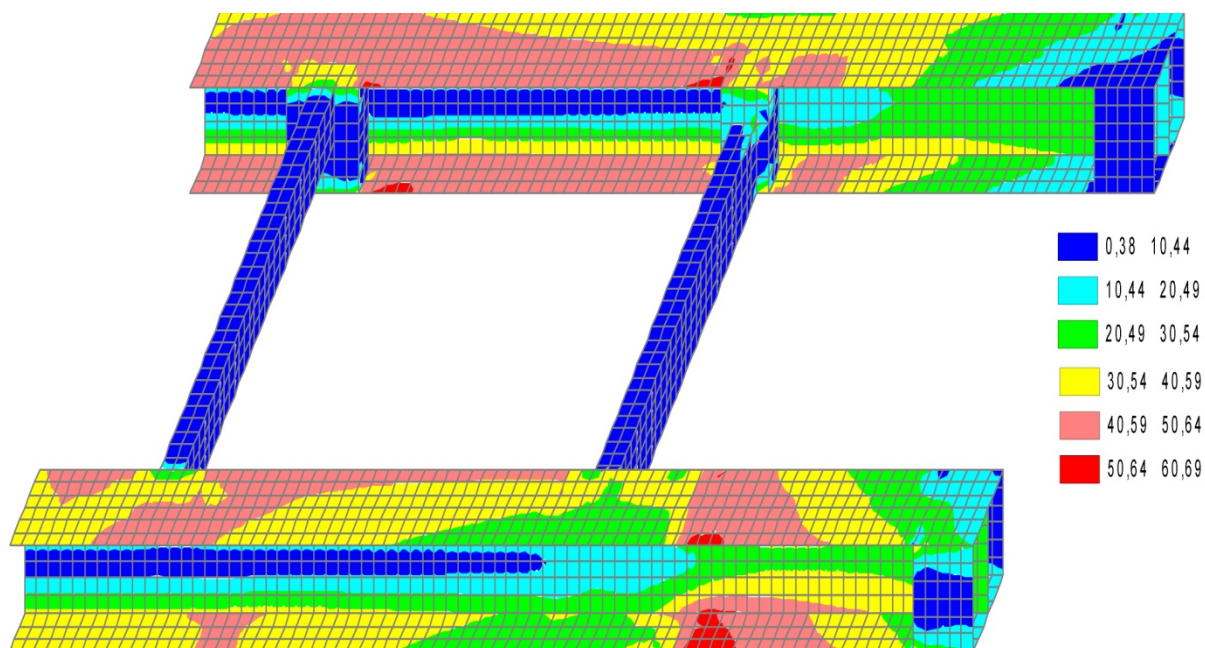


Рис. 3.12. Поля еквівалентних напружень у місці кріплення центральних і бічних плугів. Режим «В» (МПа)

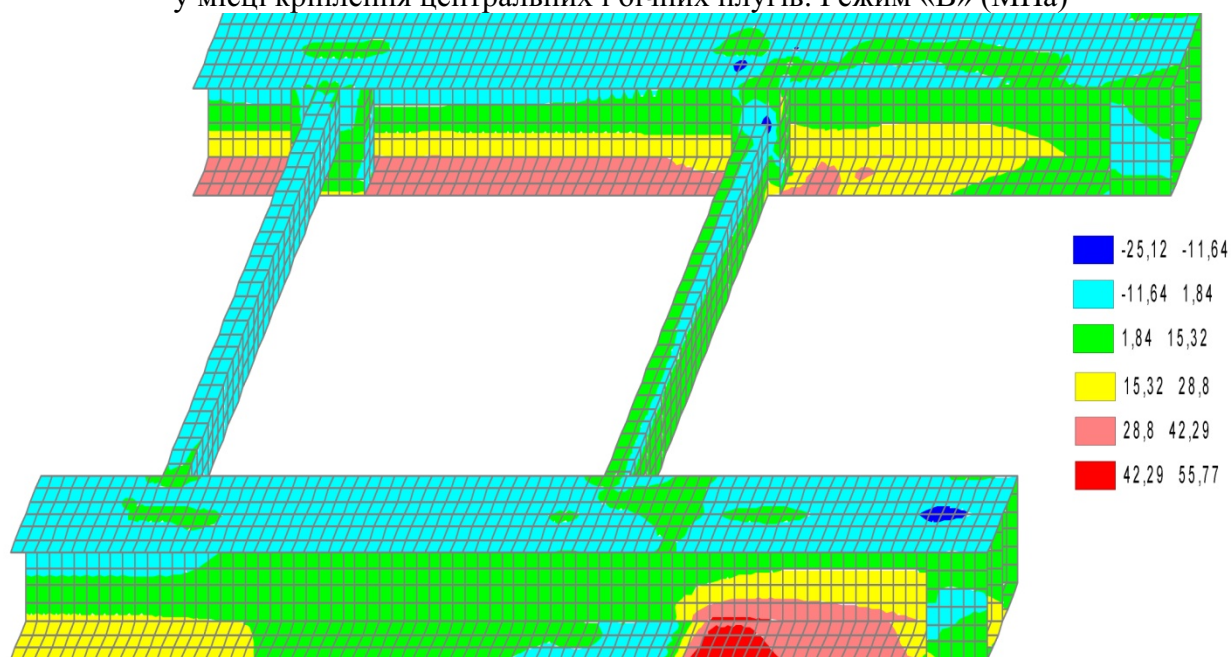


Рис. 3.13. Поля головних напружень у місці кріплення бічних плугів. Режим «С» (МПа)

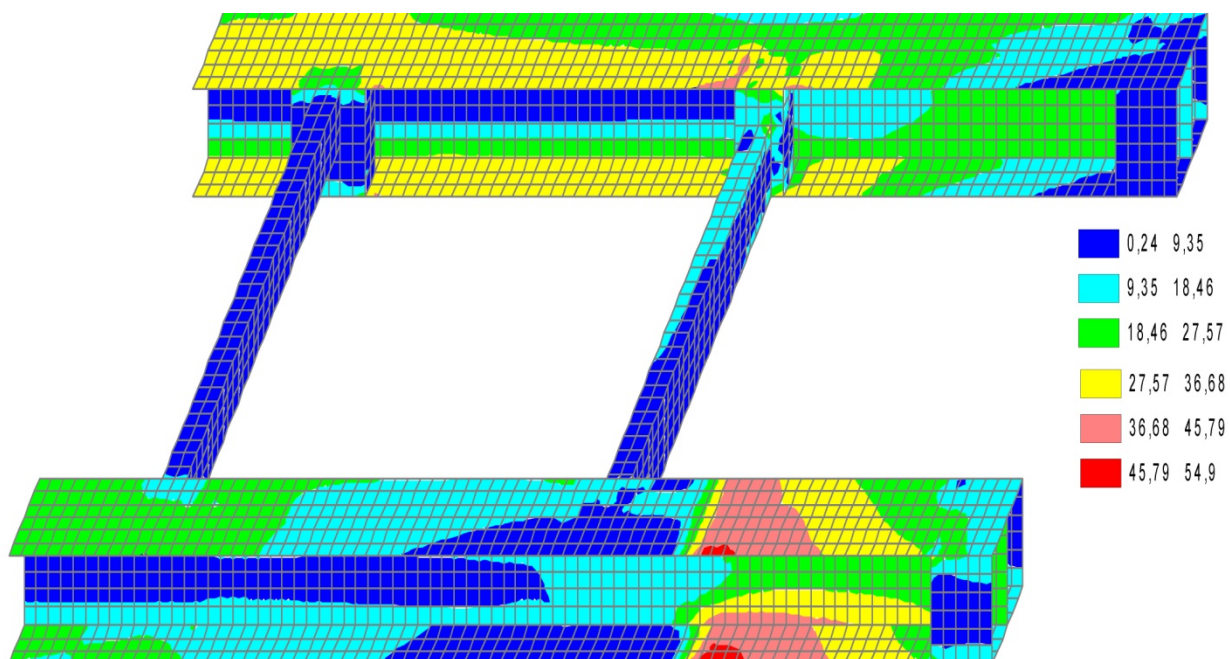


Рис. 3.14. Поля еквівалентних напружень
у місці кріплення бічних плугів. Режим «С» (МПа)

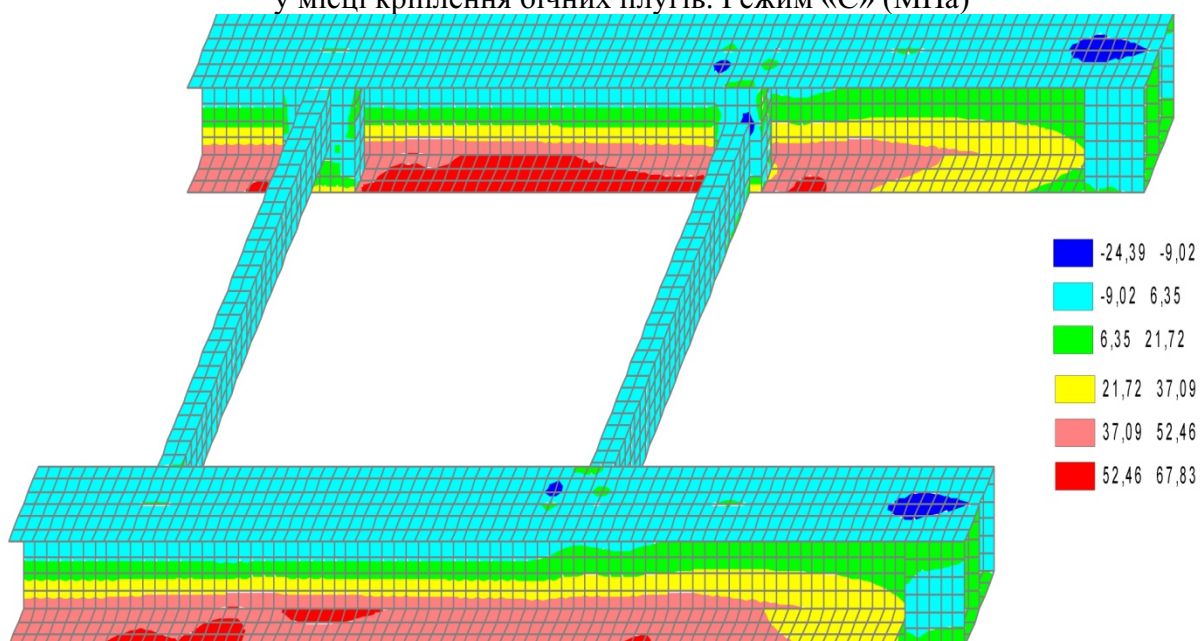


Рис. 3.15. Поля головних напружень
у місці кріплення центральних і бічних плугів. Режим «D» (МПа)

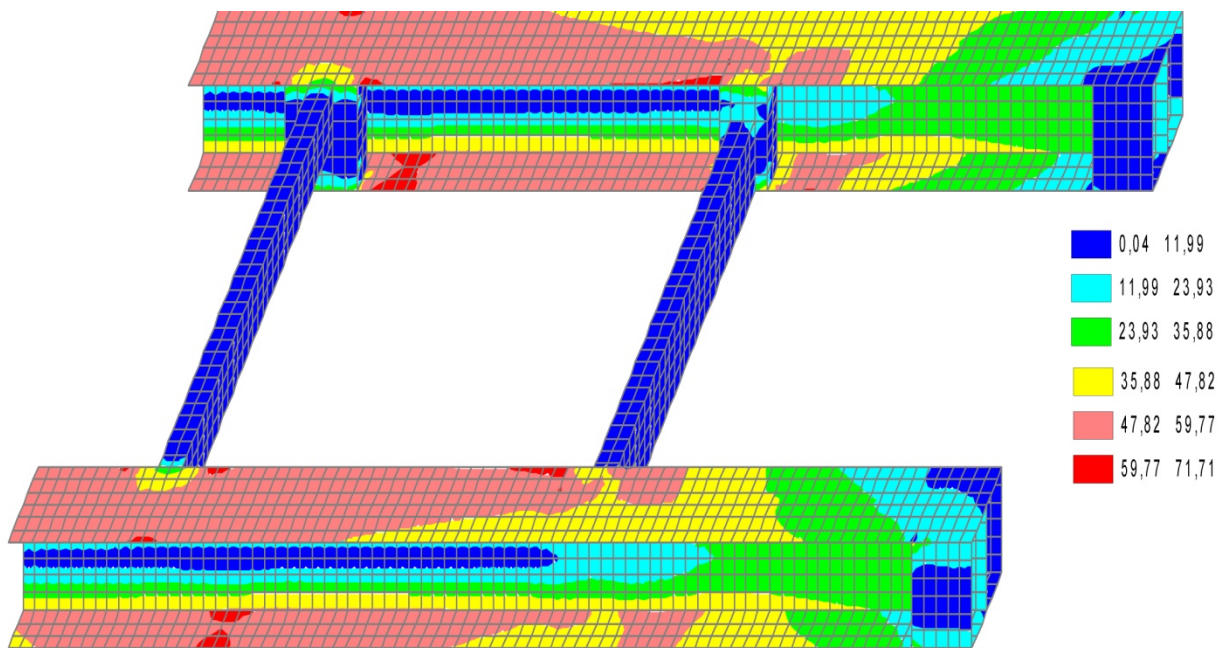


Рис. 3.16. Поля еквівалентних напружень у місці кріплення центральних і бічних плугів. Режим «D» (МПа)

У робочому режимі «А» при роботі двох центральних і двох бічних плугів найбільші значення головних напружень досягають 51 МПа і виникають у місці зварювання кронштейнів кріплення бічних плугів у нижніх полицях головних повздовжніх балок (рис. 3.9). У той самий час значення еквівалентних напружень складають 50,5 МПа, і найбільш навантажена зона охоплює центральну частину повздовжньої балки (рис. 3.10).

Робочий режим «В» при роботі двох центральних і одного бічного плуга створює несиметричний розподіл полів напружень. Найбільші значення головних напружень досягають 62 МПа, еквівалентні ж напруження складають 61 МПа і виникають у місці зварювання кронштейнів кріплення бічних плугів у нижній полиці повздовжніх балок, а також у центральній частині повздовжніх балок (рис. 3.11, 3.12).

При експлуатації планувальника баластної призми у технологічному режимі «С», коли працює тільки бічний плуг, також спостерігається несиметричний розподіл полів напружень.

Найбільші значення головних напружень досягають 55 МПа, вони виникають у місці зварювання кронштейнів кріплення бічних плугів на кромках полок повздовжніх балок (рис. 3.13, 3.14).

З точки зору оцінки міцності несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5, технологічний режим «D», при якому до роботи вступають два середні плуги, є найбільш небезпечним, оскільки при ньому були отримані найбільші напруження при роботі двох середніх плугів. Найбільші значення головних напружень досягають 68 МПа, еквівалентних – 72 МПа. Найбільш навантаженим місцем несучої рами у робочому режимі «D» є центральна її частина між поперечними балками кріплення середніх плугів (рис. 3.15, 3.16).

Значення напружень у несучій рамі планувальника баластної призми СПЗ-5 у робочих режимах експлуатації наведені у табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Максимальні напруження у несучій конструкції
планувальника баластної призми СПЗ-5/UA
(у місці кріплення центральних і бічних плугів (для робочого режиму експлуатації))

Робочий режим експлуатації	Значення напружень, МПа		
	Головні	Еквівалентні за теорією Губера-Мізеса-Генкі	Допустимі
«А»	51	51	155
«В»	62	61	
«С»	56	55	
«D»	68	72	

Оцінка міцності несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 у робочих режимах згідно [113, 114] виконується за допустимим напруженнями.

Умова міцності має вигляд:

де $\sigma_{\text{д}}$ – значення еквівалентних напружень у робочому режимі;

$\sigma_{\text{доп}}$ – допустиме значення напружень для матеріалу, з якого виготовлено конструкцію.

Обчислене за (3.3) при коефіцієнті запасу $K=1.5$ [113, 114] воно буде скаладати МПа.

З аналізу результатів дослідження міцності, які приведені у табл. 3.3, можна зробити висновок, що міцність несучої конструкції за допустимим напруженнями забезпечено у всіх робочих режимах.

3.1.4. Експериментальне дослідження НДС несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу (ГНДЛ ДМРС) Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна (ДНУЗТ) були проведені ходові динамічні випробування на міцність дослідного зразка планувальника баластної призми СПЗ-5/UA. Випробування проводилися на Придніпровській залізниці.

Метою випробувань були перевірка відповідності конструкції дослідного зразка машини СПЗ-5/UA та її міцнісних показників вимогам Технічного завдання, нормативних документів, що визначають умови безпеки руху та експлуатації, а також визначення коефіцієнтів запасу утомної міцності у найбільш навантажених місцях конструкції. Ходові динамічні випробування на міцність були проведені згідно програми-методики, розробленої на підставі Технічного завдання і [112].

Ходові динамічні випробування на міцність планувальника баластної призми СПЗ-5 проводилися при русі дослідної машини на перегоні зі швидкостями до 100 км/год (транспортний режим).

На базі проведеного дослідження НДС несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 були визначені місця встановлення тензометричних датчиків для вимірювання динамічних

складових напружень, на основі яких визначалися значення коефіцієнтів запасу утомної міцності елементів несучої рами.

На несучу раму дослідного зразка машини були встановлені тензометричні резистори у місцях виникнення найбільших напружень. Найбільш навантажені ділянки несучої конструкції були встановлені згідно вищенаведеного дослідження НДС конструкції дослідної машини за МСЕ.

Схему розташування тензометричних датчиків наведено на рис. 3.17.

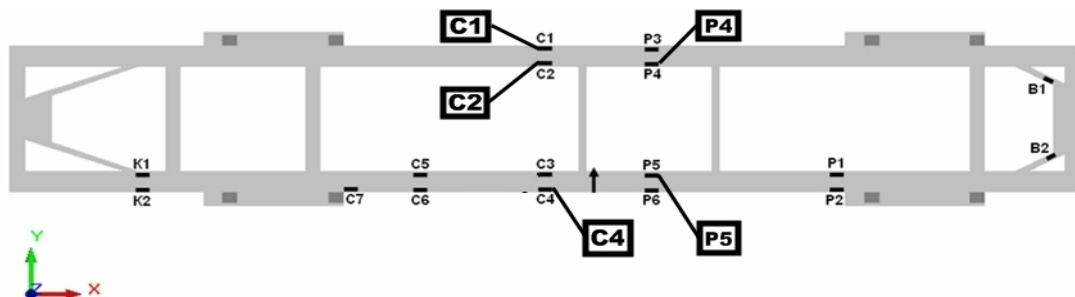


Рис. 3.17. Схема розміщення датчиків на несучій рамі планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

Ходові динамічні випробування на міцність проводилися одночасно з ходовими випробуваннями при русі дослідної машини прямими і кривими ділянками колії, а також по стрілочних переводах.

Випробування у робочих режимах проводилися на території Дніпропетровського центру механізації колійних робіт (ДЦМКР), що на ст. Верхівцеве Придніпровської залізниці. Випробування на міцність проводилися за різних швидкостей руху у діапазоні 20-100 км/ч по різним профілям колії (прямі, криві різник радіусів, стрілки).

Найбільші динамічні добавки напружень у рамі планувальника баластної призми СПЗ-5 при русі на перегонах і по стрілочних переводах, а також значення коефіцієнтів запасу утомної міцності наведені в табл. 3.4. Значення коефіцієнтів запасу утомної міцності визначалися з використанням статичних напружень, одержаних шляхом розрахунку за МСЕ.

Коефіцієнт запасу утомної міцності розраховувався за відомим виразом (3.3) [113, 114].

Таблиця 3.4

Динамічні добавки та коефіцієнти запасу утомної міцності у найбільш навантажених елементах бокової рами

Датчик			МПа	МПа	км/Г од	МПа	МПа	МПа	МПа		
					35-45	3,1	41,1	13,5	14,3	3,79	5,66
					46-55	3,4	41,4	13,2	14,3	3,85	3,89

C1	0,3	3,03	210	48	56-65	3,7	41,7	13,5	12,6	3,79	3,44
					66-75	4,4	42,4	20,7	19,8	2,72	3,48
					76-85	5,5	43,5	19,6	13,9	2,84	3,56
					86-95	3,2	41,2	18,9	10,6	2,93	3,49
					96-105	2,3	40,3	18,5	14,5	2,98	3,75
C2	0,3	3,03	210	31	35-45	4,0	35,0	13,6	12,6	4,17	4,30
					46-55	4,7	35,7	9,4	13,5	5,56	4,06
					56-65	4,1	35,1	10,9	10,4	4,96	4,98
					66-75	6,0	37,0	16,2	14,4	3,59	3,84
					76-85	3,5	34,5	17,0	16,7	3,45	3,44
					86-95	3,2	34,2	14,4	7,7	3,97	6,23
					96-105	1,1	32,1	13,3	9,4	4,23	5,53
C4	0,3	3,03	210	38	35-45	3,7	41,7	13,9	15,2	3,91	3,58
					46-55	3,2	41,2	12,4	14,6	4,30	3,70
					56-65	2,9	40,9	14,1	13,8	3,89	3,88
					66-75	4,4	42,4	19,8	20,2	2,94	2,84
					76-85	4,8	42,8	21,0	18,2	2,80	3,09
					86-95	4,7	42,7	16,3	13,3	3,46	3,94
					96-105	3,1	41,1	17,2	11,2	3,30	4,53
P4	0,3	3,03	210	33	35-45	6,3	39,3	7,8	11,1	6,24	4,62
					46-55	3,4	36,4	8,3	9,9	6,01	5,15
					56-65	4,9	37,9	8,9	7,0	5,69	6,47
					66-75	5,8	38,8	13,9	14,6	4,03	3,77
					76-85	4,8	37,8	12,5	10,6	4,40	4,81
					86-95	2,9	35,9	10,1	6,4	5,17	6,94
					96-105	1,2	34,2	10,4	7,2	5,08	6,52
P5	0,3	3,03	210	33	35-45	4,6	37,6	8,5	10,3	5,87	4,94
					46-55	4,7	37,7	9,0	10,7	5,64	4,82
					56-65	4,1	37,1	8,3	7,3	5,97	6,33
					66-75	3,3	36,3	13,0	11,9	4,26	4,47
					76-85	3,0	36,0	12,4	13,7	4,44	4,00
					86-95	3,2	36,2	10,5	6,3	5,05	7,00

Значення коефіцієнтів запасу утомної міцності, отримані за результатами ходових динамічних випробувань на міцність та обчислені за результатами розрахунку конструкції несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 за МСЕ зведені до порівняльної табл. 3.5.

Згідно результатів, отриманих експериментально, міцність несучої конструкції рами планувальника баластної призми СПЗ-5 за коефіцієнтом запасу утомної міцності забезпечується, оскільки у всіх характерних місцях конструкції отримані значення цього коефіцієнту не менші за нормативне значення [113, 114].

Таблиця 3.5

Коефіцієнти запасу утомної міцності несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

Місце конструкції	Розрахунок конструкції за МСЕ	Ходові динамічні випробування на міцність	Допустиме значення
C1	2,41	2,72	1,5
C2	3,73	3,45	
C4	3,04	2,80	
P4	3,51	4,03	
P5	3,51	4,26	

З порівняльної табл. 3.5 видно, що значення коефіцієнтів запасу утомної міцності, отримані аналітичним і експериментальним шляхом, досить добре узгоджуються. Це свідчить про те, що створена скінченно-елементна модель несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 на задовільному рівні імітує реальний напружено-деформований стан дійсної конструкції.

3.2. Удосконалення несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

3.2.1. Постановка задачі

Для несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 був виконаний розрахунок за методом скінченних елементів (МСЕ), а також Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу ДПТ, були проведені ходові динамічні випробування на міцність [53].

Дослідження конструкції за МСЕ показало, що міцність несучої рами машини СПЗ-5 забезпечується як у транспортному, так і у всіх робочих режимах, причому дійсні напруження значно нижчі за нормативні значення. Результати обробки експериментальних даних показали, що утомна міцність несучої рами забезпечена, оскільки мінімальне отримане значення коефіцієнту запасу утомної міцності не менше за нормативне значення. Аналіз отриманих у [53] результатів показав, що конструкція планувальника баластної призми має значний запас міцності і її маса може бути зменшена. Для вирішення означеної задачі пропонується використати методи математичного програмування.

Досліджуваний об'єкт було оптимізовано за допомогою процедури чисельної оптимізації конструкцій, запропонованої у [51, 52].

Для проведення оптимізаційних розрахунків було створено спрощену скінченно-елементну модель рами планувальника, яка показана на рис. 3.18. Оскільки несуча рама машини та схема прикладеного до неї навантаження симетричні відносно повздовжньої вісі, то розрахунки проводилися для половини конструкції. Побудова спрощеної моделі супроводжувалася спеціальними контрольними розрахунками з метою отримання результатів, ідентичних повній моделі [53]. Несучі балки моделювалися універсальними стрижневими скінченними елементами.

Оптимізаційні розрахунки проводилися для транспортного режиму (статичного навантаження з урахуванням коефіцієнту динаміки).



Рис. 3.18. Скінченно-елементна модель рами машини СПЗ-5/UA

Поперечні балки рами колійної машини було виключено з оптимізації, оскільки зміна їх розмірів є недоцільною з технологічних причин.

У якості цільової функції виступила площа поперечного перерізу повздовжньої балки несучої рами машини:

$$(3.6)$$

$$\text{см}^2 \quad (3.7)$$

де h – висота двотаврового поперечного перерізу; b – ширина полиці; t – товщина полиці; t_s – товщина стійки перерізу.

Обмеження на змінні стану задавалися у вигляді умови міцності:

(3.8)

де σ – значення напруження у транспортному режимі;

– допустиме напруження для матеріалу, з якого виготовлено конструкцію. При проведенні розрахунків ці напруження згідно [113, 114] були взяті для сталі 09Г2 $\sigma_{доп} = 190$ МПа.

Обмеження на змінні проектування були обрані наступним чином: висота перерізу обмежувалася умовою невід'ємності її значення, ширина полиці обмежувалася з конструктивних причин, товщина полиці обмежувалася значенням 1 см з технологічних причин, товщина стійки обмежувалася значенням 0,7 см з умови забезпечення стійкості перерізу. Також усі змінні проектування приймалися сталими за довжиною відповідного елемента. Причому було проведено додаткові оптимізаційні розрахунки, у яких товщина стійки була обмежена значенням 0,6 см. Обмеження на змінні проектування записалися таким чином:

$$h \geq 0$$

$$b \geq 0$$

$$t \geq 0$$

$$t_s \geq 0$$

або

$$h \leq 100$$

(3.9)

У якості початкового проекту було обрано реальний проект конструкції з наступними значеннями змінних проектування: $h = 100$ см, $b = 30$ см, $t = 30$ см, $t_s = 30$ см. Далі цей проект скорочено називатиметься проект (30;30). З метою контролю роботи оптимізаційної процедури було виконано додаткові оптимізаційні розрахунки з початковим проектом, який мав такі значення змінних проектування: $h = 100$ см, $b = 30$ см, $t = 30$ см, $t_s = 30$ см. Далі цей проект буде скорочено називатися проект (20;20).

У якості умови зупинки процедури оптимізації, обрано правило, що на кожній ітерації зменшення цільової функції менше за попередньо встановлену величину.

Таким чином, ставиться задача знаходження такого найменшого значення площі поперечного перерізу повздовжньої балки несучої рами машини СПЗ-5, при якому б напруження у конструкції планувальника не перевищували б нормативного значення, а значення змінних проектування знаходилися б у допустимих обмеженнях межах.

3.2.2. Задача оптимізації двотаврового поперечного перерізу

З метою аналізу і контролю результатів оптимізації несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5, розглянемо задачу оптимізації двотаврового поперечного перерізу, для якої були отримані точне і чисельне рішення [54]. Ця задача по суті є спрощеним варіантом задачі оптимізації конструкції планувальника. У якості змінних проектування виступили два параметри перерізу – висота і ширина полиці.

Схему двотаврового поперечного перерізу наведено на рис. 3.19.

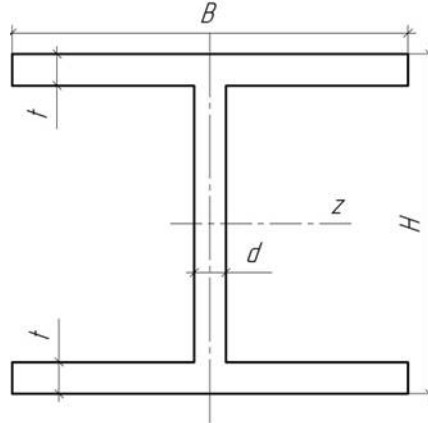


Рис. 3.19. Схема двотаврового поперечного перерізу

У якості цільової функції, яка буде мінімізуватися, оберемо площу поперечного перерізу двотавра (3.6). Вираз для цільової функції співпадає із тим, який прийнятий у задачі оптимізації конструкції планувальника (3.7).

Перейменуємо змінні проектування B і H на x і y відповідно. ЕMBED Equation.DSMT4 і перепишемо вираз для цільової функції:

Момент опору двотаврового поперечного перерізу запишеться так:

(3.10)

Враховуючи перейменовані змінні, вираз для моменту опору прийме вигляд:

(3.11)

Виділимо змінну проектування x з (3.11):

(3.12)

Увівши скорочення W_y , запишемо (3.12) у вигляді:

(3.13)

Враховуючи (3.13), вираз для цільової функції матиме вигляд:

(3.14)

Візьмемо часткову похідну від виразу для цільової функції (3.14) по змінній проектування

(3.15)

Прирівнявши нулю похідну від цільової функції, знайдемо точний вираз для оптимального значення змінної проектування :

(3.16)

Точний вираз для оптимального значення змінної проектування матиме вигляд:

(3.17)

Вирази (3.16) і (3.17) є аналітичним рішенням задачі оптимізації двотаврового поперечного перерізу. Задаючись певними значеннями моменту опору перерізу , товщиною полиці і товщиною стійки , за (3.16) і (3.17) можна обчислити оптимальні значення висоти і ширини полиці двотаврового поперечного перерізу.

Для цієї ж задачі був отриманий чисельний розв'язок за допомогою процедури чисельної оптимізації конструкцій, запропонованої у [51, 52].

На рис. 3.20 наведено графіки залежності цільової функції від змінної проектування отримані аналітично і чисельно.

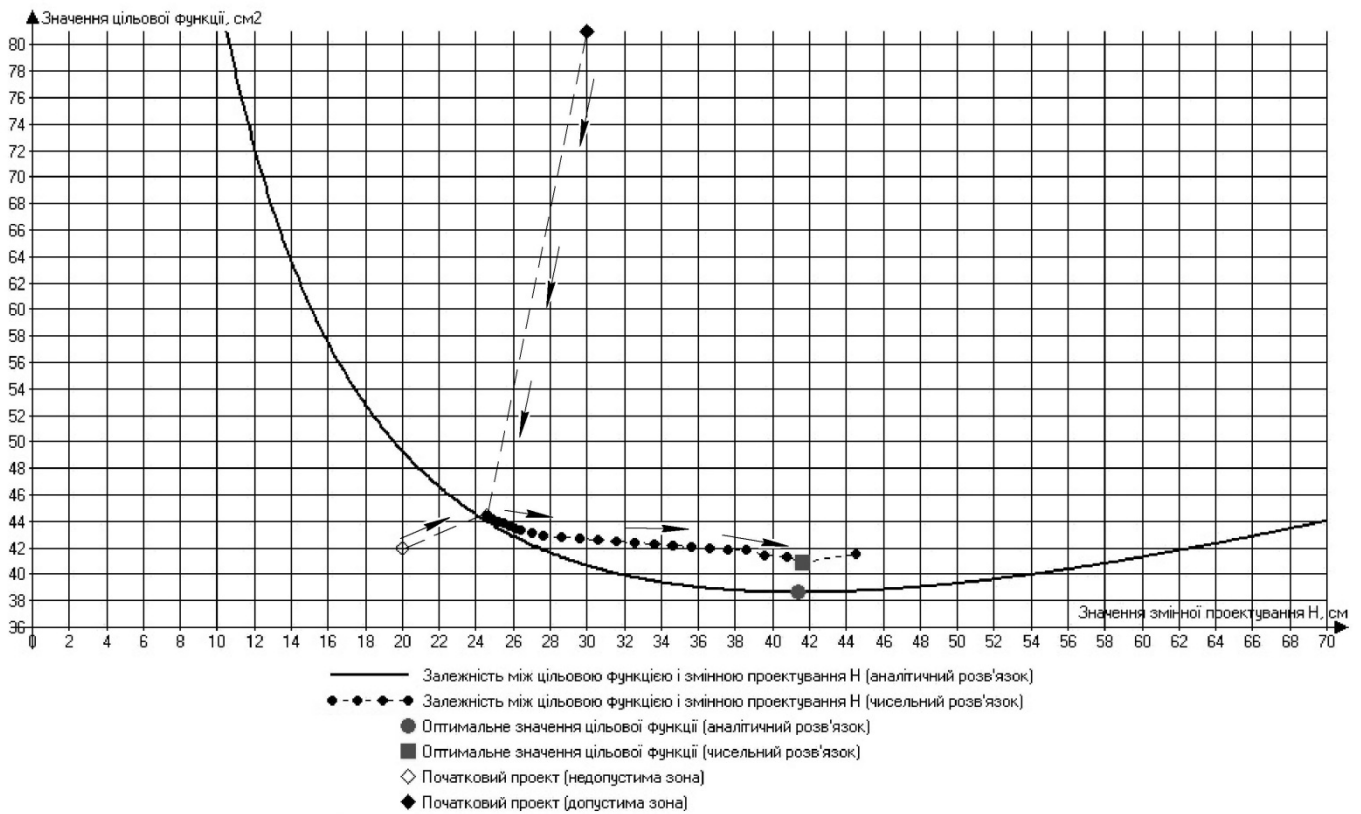


Рис. 3.20. Залежність цільової функції від змінної проектування
Чисельні результати оптимізаційних розрахунків зведено до табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Співставлення результатів аналітичної і чисельної оптимізації
двотаврового поперечного перерізу

Змінна	Точне	Чисельне	Похибка, %
, см	41,4	41,6	0,04
, см ²	38,6	40,9	6,0

Аналіз результатів оптимізації, проілюстрованих на рис. 3.20 і зведених до табл. 3.6, вказує на те, що аналітичний і чисельний оптимізаційний розрахунки добре узгоджуються, адже

розходження в оптимальному значенні змінної проектування, отриманому аналітично і чисельно, складає лише 0,04%, тобто практично відсутнє, а оптимальне значення цільової функції

за двома розв'язками відрізняється на 6%. Таке розходження у значеннях цільової функції

пояснюється тим, що при аналітичному розв'язку задачі задля спрощення було використано наближений вираз для визначення моменту опору поперечного перерізу (3.10), у той час, як до алгоритму чисельної процедури було закладено точний вираз для обчислення моменту опору поперечного перерізу.

Результати рішення задачі оптимізації двотаврового поперечного перерізу показали, що запропонована у [51, 52] процедура чисельної оптимізації конструкцій може бути використана для оптимізації несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5.

3.2.3. Удосконалення несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

Результати удосконалення несучої конструкції рами планувальника проілюструємо на рис. 3.21 – 3.26. На вказаних рисунках за віссю абсцис відкладено номер ітерації, за віссю ординат – значення цільової функції (рис. 3.21, 3.22), або змінної проектування (рис. 3.23 – 3.26).

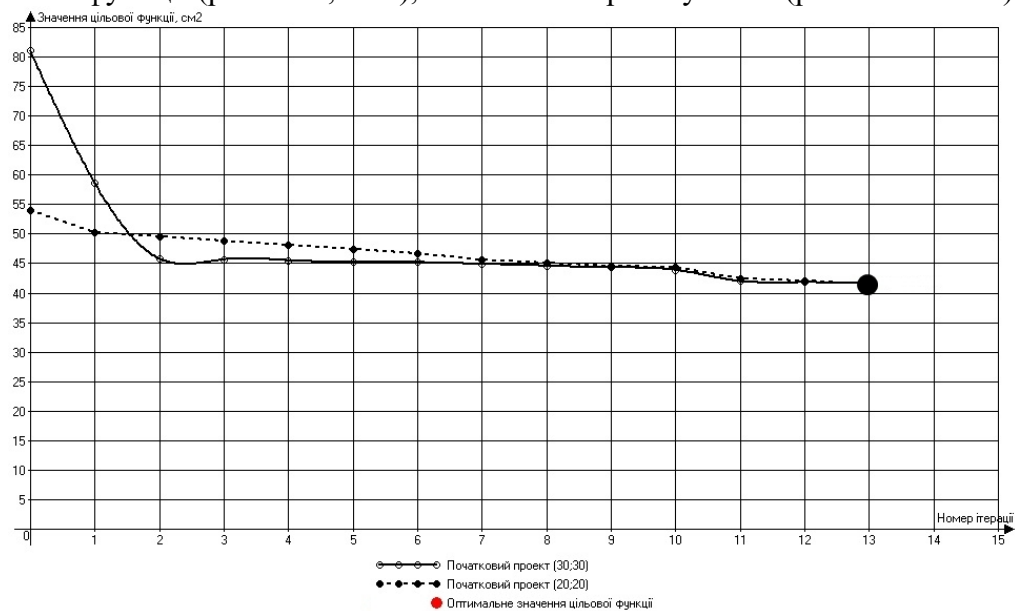


Рис. 3.21. Зміна цільової функції у процесі оптимізації, проект з см

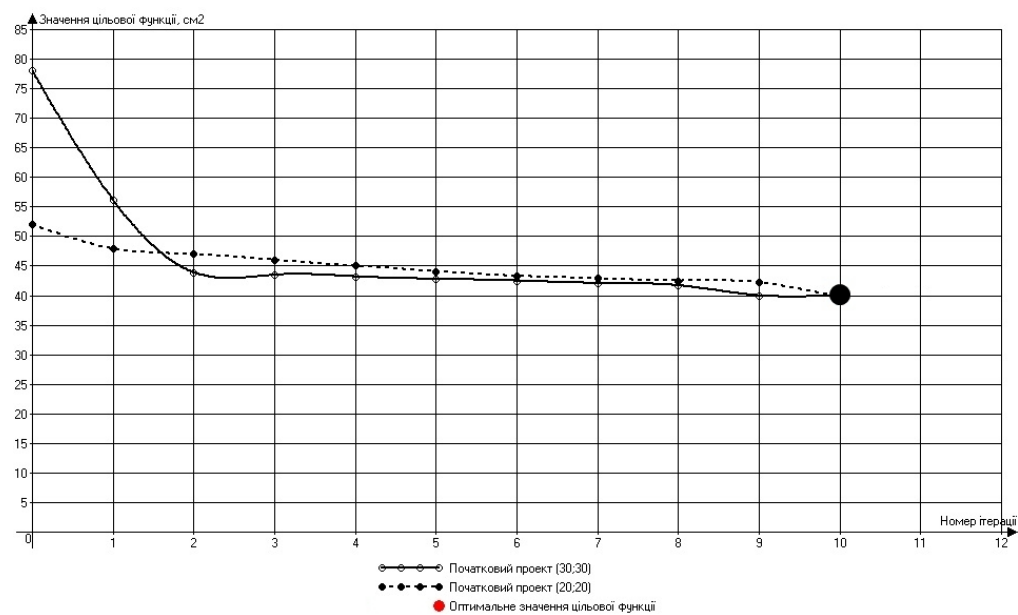


Рис. 3.22. Зміна цільової функції у процесі оптимізації, проект з см

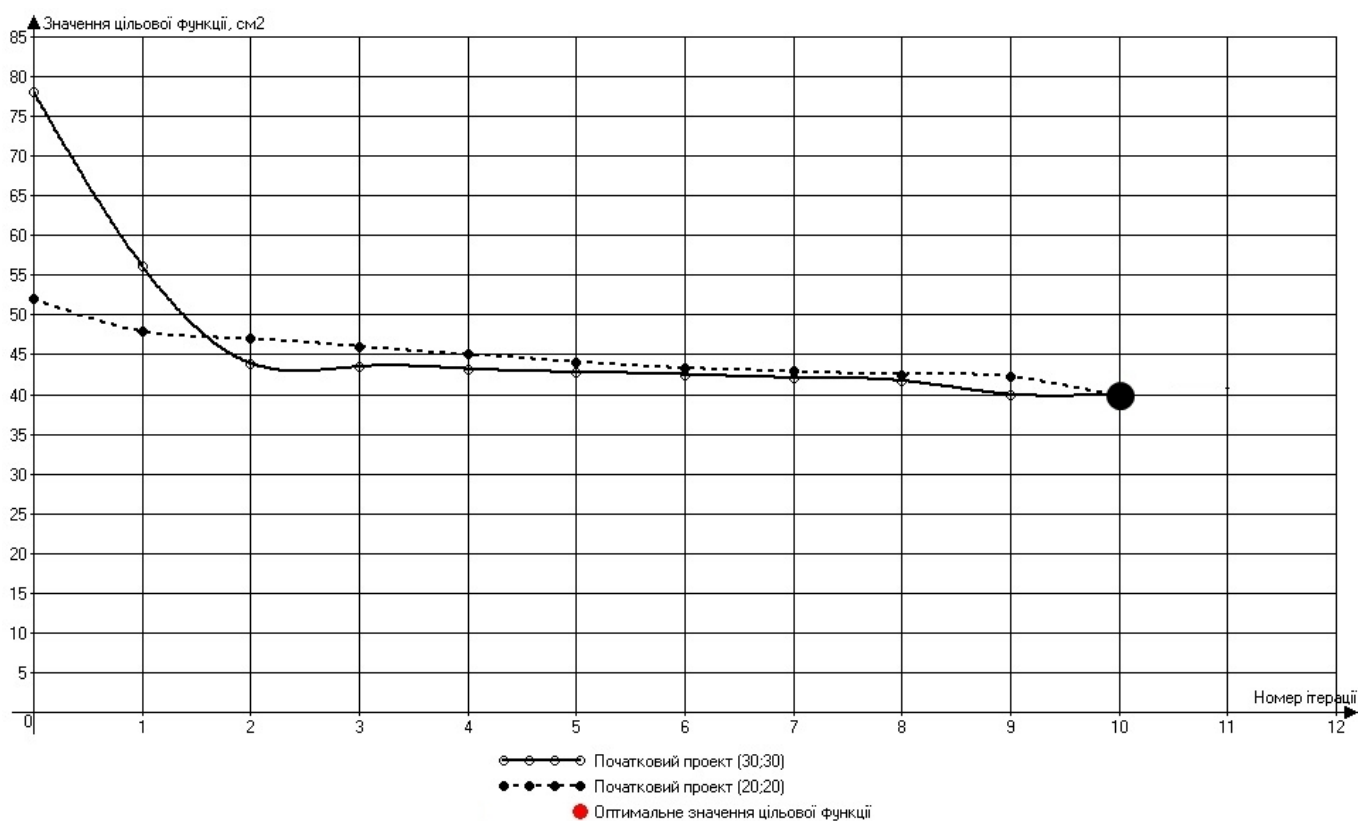


Рис. 3.23. Зміна висоти у процесі оптимізації, проект з см

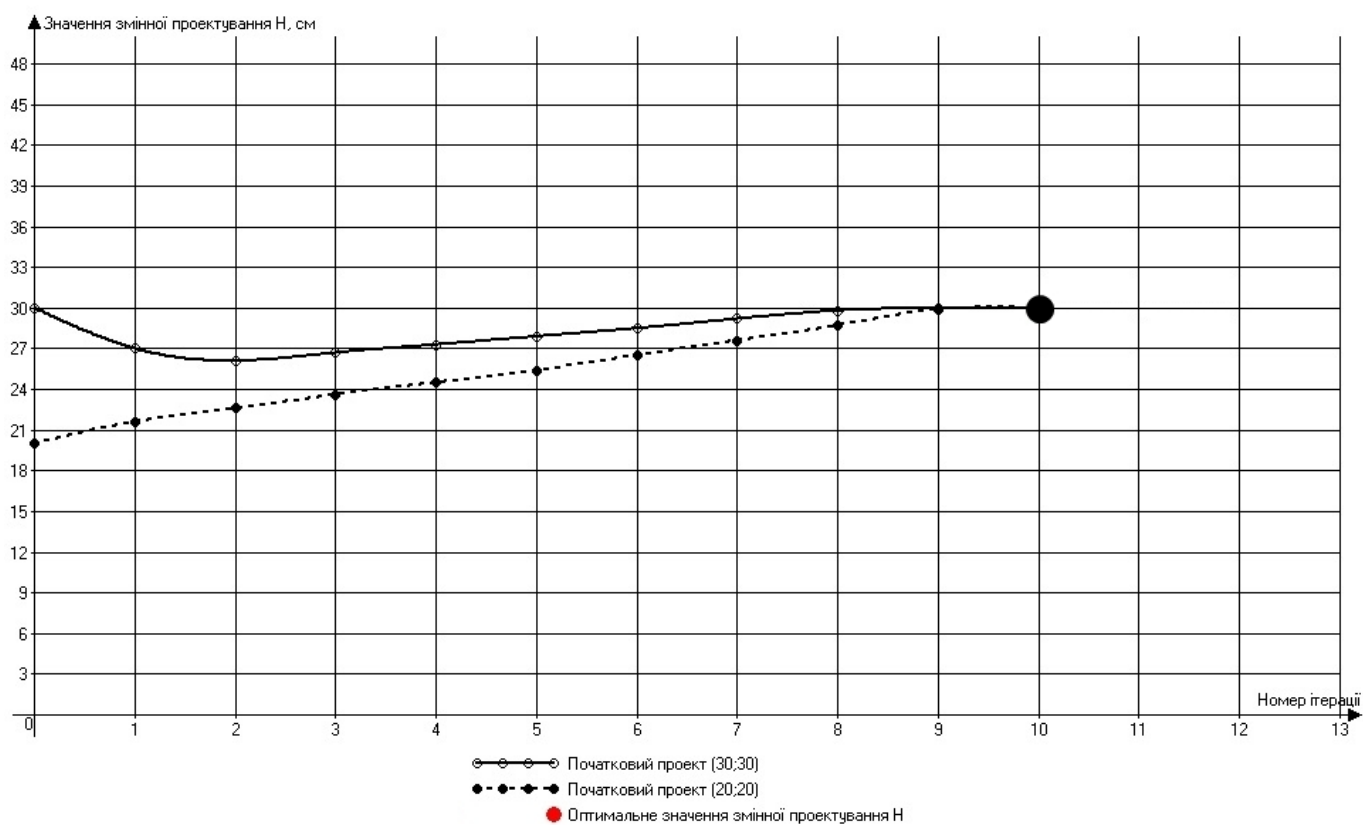


Рис. 3.24. Зміна висоти у процесі оптимізації, проект 3 см

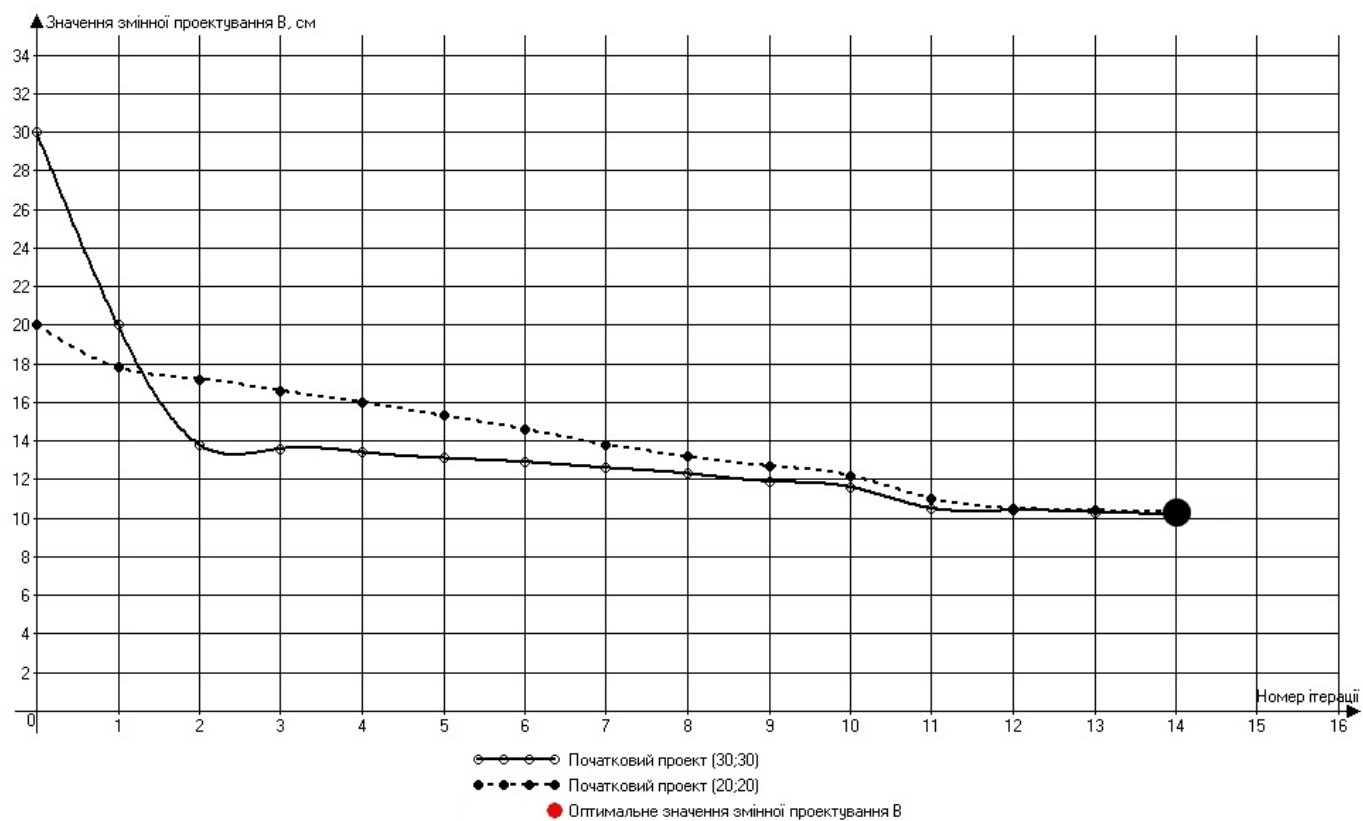


Рис. 3.25. Зміна ширини полиці у процесі оптимізації, проект 3 см

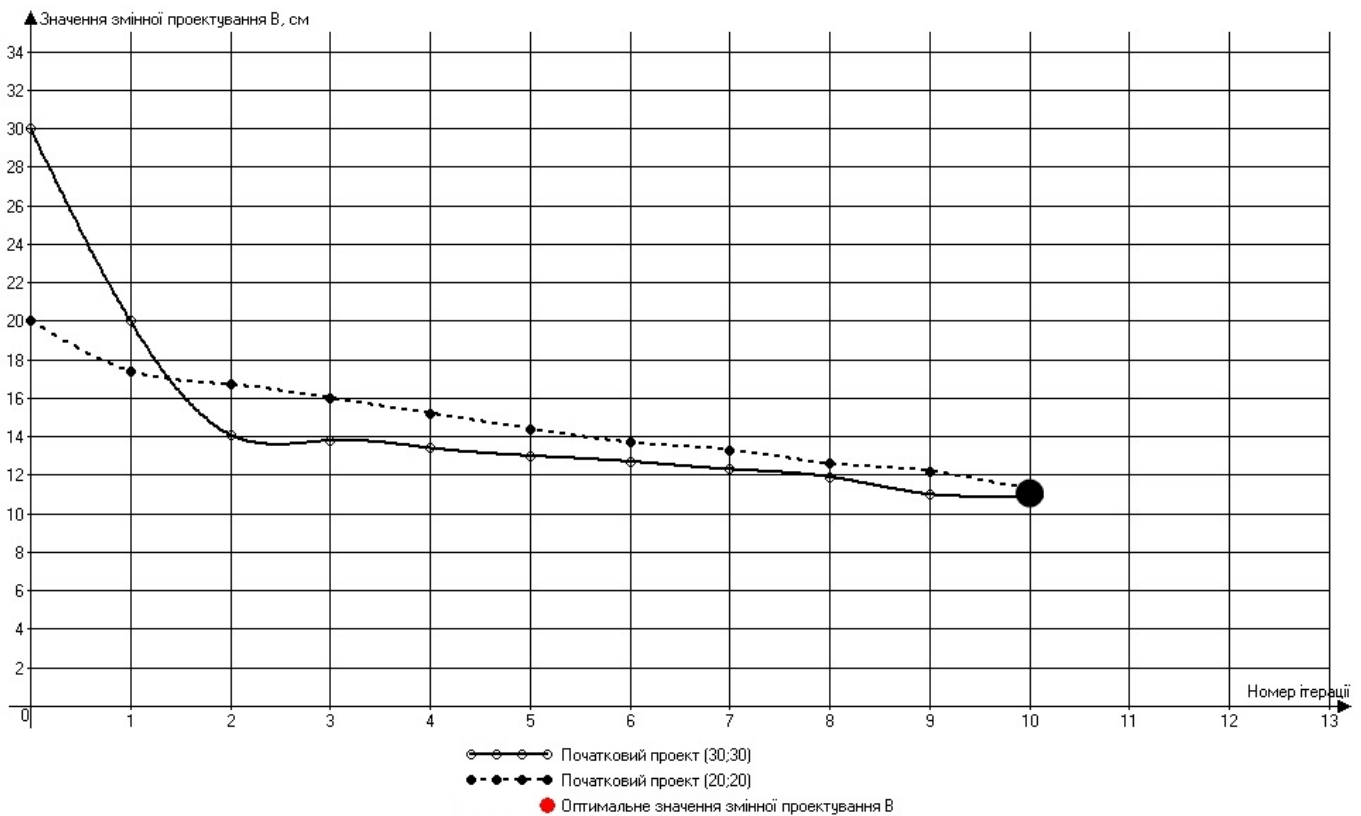


Рис. 3.26. Зміна ширини полиці у процесі оптимізації, проект з см

Перш ніж перейти до обговорення результатів, слід зупинитися на питанні інтерпретації результатів, отриманих при оптимізації, тобто оптимальних проектів. Слід розділяти поняття проекту, оптимального з математичної точки зору і поняття проекту, оптимального з інженерно-технологічної точки зору, оскільки, як правило, оптимальні проекти, отримані аналітичним шляхом є неприйнятними з інженерно-технологічних причин.

Оскільки у задачі оптимізації, яка розглядається, обмеження (3.9) на змінні проектування , і , накладені відповідно з конструктивних, або технологічних причин, то проекти, отримані в результаті оптимізації, будуть раціональними.

Як видно, з рис. 3.21 – 3.26 процедура оптимізації конструкції досліджуваної машини тривала від 10 до 13 ітерацій, в залежності від обраного початкового проекту.

Аналіз результатів оптимізації [54], проілюстрованих на графіках цільової функції задачі оптимізації (рис. 3.21, 3.22) і графіках змінних проектування (рис. 3.23 – 3.26) показує, що обидва оптимізаційні розрахунки за різних початкових проектів (проект (30;30) і проект (20;20)) збігаються до єдиного оптимального рішення, що свідчить про збіжність процедури та її задовільну роботу.

Варто звернути увагу на графіки зміни висоти перерізу для оптимізаційних розрахунків з початковим проектом (30;30) см (рис. 3.21, 3.22), на яких видно характерний злам на 2-й ітерації. Такий хід оптимізації пояснюється низьким рівнем напружень у початковому проекті конструкції

МПа). Алгоритм процедури оптимізації виводить поточний проект на рівень допустимих напружень, які дорівнюють номінальному значенню МПа [113, 114], фактично зменшуючи значення , після чого картина оптимізаційного процесу набуває звичного вигляду – монотонного збільшення значення змінної проектування.

Порівняємо отримані раціональні проекти перерізів зі стандартним двотавровим перерізом №30 за ГОСТ 8239-89, параметри якого задовольняють обмеженням (3.9) (рис. 3.27). До табл. 3.7 зведемо отримані результати оптимізації конструкції планувальника.

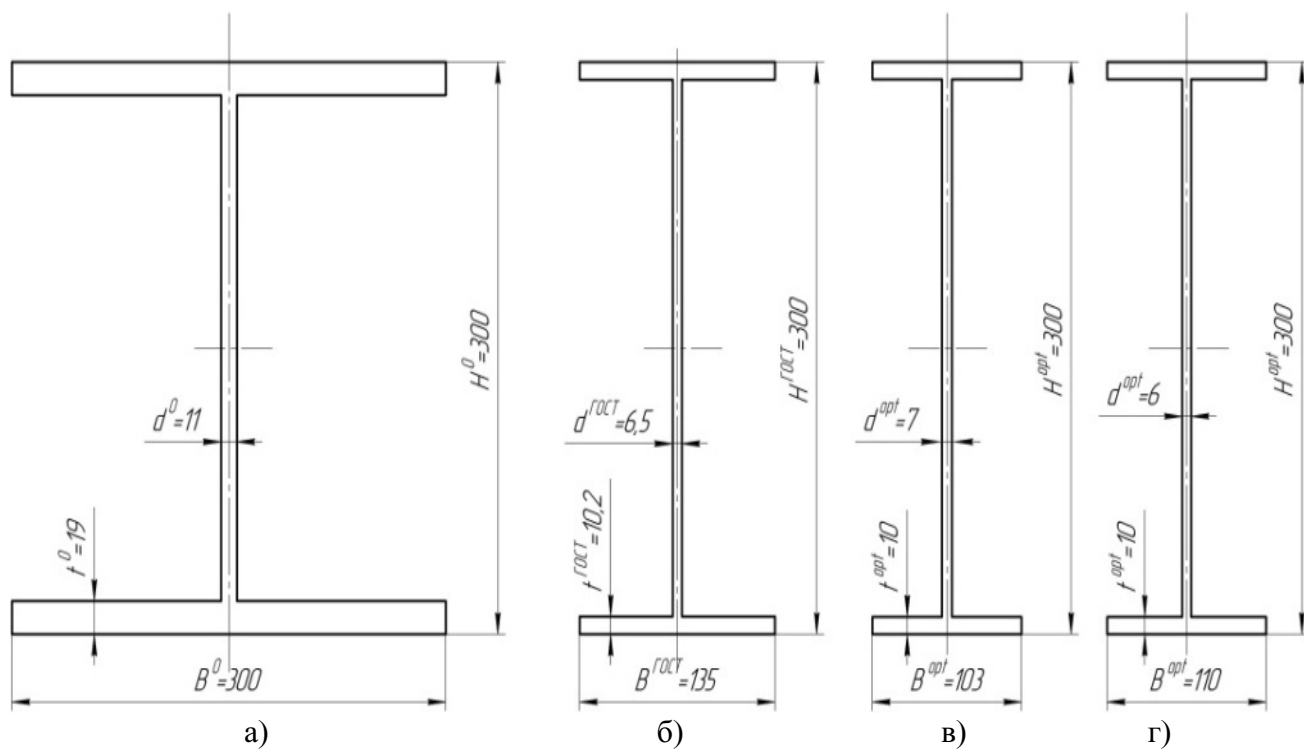


Рис. 3.27. Проекти поперечних перерізів основної повздовжньої балки рами планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

- а) реальний проект;
 б) двотавр №30 ГОСТ 8239-89;
 в) раціональний проект з мм;
 г) раціональний проект з мм.

Таблиця 3.7

Результати удосконалення несучої конструкції машини СПЗ-5/UA

	Реальний проект (см, см)	Двотавр №30 ГОСТ 8239-89 (см, см)	Раціональний проект (см, см)	Раціональний проект (см, см)
, см	30			
, см	30			
, см	—	30		
	—	13,5	11,0	10,3

, см				
, см ³	1612	465	382	374
, МПа	72	147	155	155
, МПа	155			
, см ²	147			
, см ²	—	46,5	40,0	41,6
, %	—	68	73	72

Як видно з табл. 3.7, використання стандартного перерізу не дозволяє отримати оптимальну конструкцію, адже цільова функція в раціональних проектах, отриманих чисельно, менша за значенням. Окрім того, при використанні стандартного перерізу напруження у конструкції при транспортному режимі 147 МПа менші за нормативне значення 155 МПа.

3.2.4. Розрахунок на стійкість раціонального двотаврового перерізу

Для основної повздовжньої балки удосконаленої несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 виконаємо розрахунок на стійкість двотаврового перерізу, що згинається у площині стійки. Розрахунок на стійкість буде проведено для двох отриманих раціональних проектів, які у подальшому для зручності позначатимемо як проект 1 – з товщиною стійки мм (рис. 3.27, г) і проект 2 – мм (рис. 3.27, в). Згідно БНіП II-23-81* такий розрахунок слід виконувати за формулою:

(3.18)

де – максимальне значення згинаючого моменту, яке для проекту 1 складає 6579 кН·см, для проекту 2 – 6561 кН·см;

– коефіцієнт, який визначається за Додатком до БНіП II-23-81*;

– момент опору двотаврового поперечного перерізу, який для проекту 1 складає 382 см³, для проекту 2 – 374 см³;

– допустиме напруження для марки сталі, з якої виготовлено двотавровий переріз, яке приймається рівним для сталі 09Г2 МПа.

– коефіцієнт умов роботи, який згідно БНіП II-23-81* приймається рівним (перерізи прокатних і зварених елементів з границею текучесті до 440 МПа, суцільні балки і колони).

Для балок двотаврового перерізу з двома осями симетрії для визначення коефіцієнту необхідно обчислити коефіцієнт за формулою:

(3.19)

де I_x, I_y – моменти інерції двотаврового перерізу відносно головних осей, які для проекту 1 відповідно складають 5725 см⁴ і 222 см⁴, для проекту 2 – 5613 см⁴ і 183 см⁴;

– відстань між осями поясів, яка складає для обох проектів b см;

– розрахункова довжина балки, яка для машини СПЗ-5 приймається рівною відстані між

точками закріплення стиснутого поясу від поперечних зміщень l см;

– модуль пружності для сталі 09Г2, який дорівнює E МПа;

– коефіцієнт, який приймається в залежності від характеру навантаження і параметра α , який обчислюється за формулою для зварених двотаврів, зіставлених із трьох листів:

(3.20)

де b і t – ширина і товщина пояса балки, які для проекту 1 складають відповідно 1 см і 10,3 см, для проекту 2 – 1 см і 11 см;

– товщина стійки;

– розмір, який дорівнює β .

Параметр β , обчислений за (3.20), становить для проекту 1 – 128, для проекту 2 – 125.

Коефіцієнт α , обчислений за (3.19), становить для проекту 1 – 188, для проекту 2 – 221.

Стійкість балки двотаврового поперечного перерізу, на яку діє навантаження у площині стійки вважається забезпеченою у тому разі, якщо значення лівої частини нерівності (3.18) не перевищує значення у правій частині.

Для раціонального проекту двотаврового поперечного перерізу з товщиною стійки мм (рис. 3.27, г) у результаті розрахунку було встановлено, що умова стійкості перерізу (3.18) задовольняється.

Для раціонального проекту двотаврового поперечного перерізу з товщиною стійки мм (рис. 3.27, в) у результаті розрахунку було встановлено, що умова стійкості перерізу (3.18) також задовольняється.

3.2.5. Аналітичне дослідження НДС несучих елементів раціональної конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

Аналітичне дослідження НДС несучих елементів раціональної конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 виконувалося за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ).

Розрахунок раціональної несучої конструкції планувальника баластної призми за МСЕ переслідував дві головні цілі:

1. Перевірка результатів оптимізації конструкції на повній пластинчатій моделі;
2. Перевірка відповідності раціональної конструкції умовам міцності та жорсткості.

За результатами розрахунку раціональної несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 за МСЕ були визначені статичні напруження σ_{DSMT4} з послідуною оцінкою коефіцієнту запасу утомної міцності K_{DSMT4} .

Раціональна несуча конструкція планувальника баластної призми СПЗ-5 була змодельована скінченними елементами – трьох- і чотирьохвузловими пластинками.

Товщини пластинок призначалися відповідно до розмірів поперечних перерізів елементів конструкції за робочими кресленнями, а також у відповідності з результатами оптимізації конструкції.

Граничні умови задачі реалізовувалися за допомогою введення до місць спирання рами вертикальних зв'язків скінченної жорсткості, причому сумарна жорсткість одного комплексу зв'язків скінченної жорсткості була взята рівною жорсткості одного комплексу ресорного підвішування.

Результати аналітичного дослідження НДС вихідної та раціональної несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5 від дії сил власної ваги і встановленого на неї робочого обладнання (статичне навантаження) наведено у вигляді графіків розподілу за конструкцією рами еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі на рис. 3.28 і 3.29.

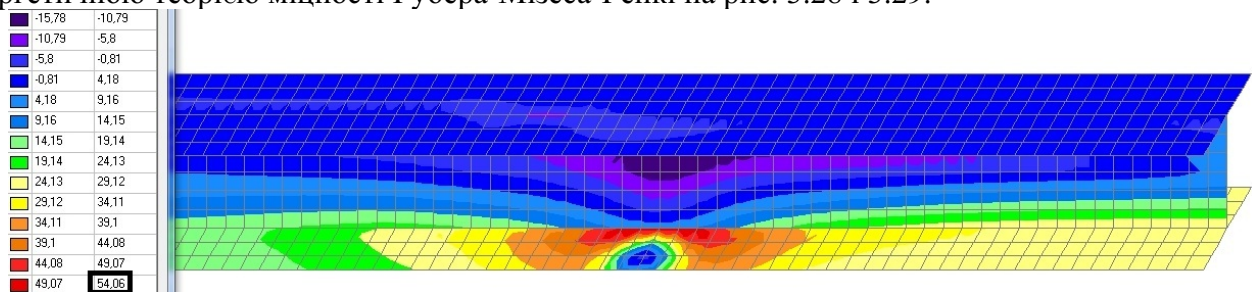


Рис. 3.28. Поля еквівалентних напружень у центральній частині вихідної несучої рами. Статичне навантаження (МПа)

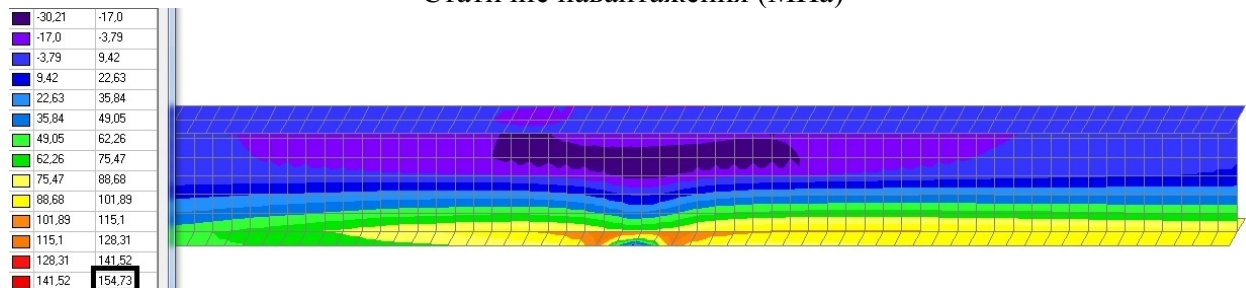


Рис. 3.29. Поля еквівалентних напружень у центральній частині раціональної несучої рами. Статичне навантаження (МПа)

В результаті оптимізації найбільш навантаженою частиною несучої конструкції при дії статичного навантаження залишилася її середня частина (рис. 3.29). Зона максимальних напружень розташована у полиці поперечного перерізу головної повздовжньої несучої балки у районі підвішування середнього плуга у транспортному положенні. Значення еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі у зоні концентрації складають в оптимальній конструкції складають МПа.

Оцінка міцності раціональної несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 у транспортному режимі виконується за двома критеріями:

I. За допустимими напруженнями.

Умова міцності за допустими напруженнями має вигляд (3.1).

Напруження у транспортному режимі визначаються згідно (3.2), причому напруження в оптимізованій несучій рамі від дії сил власної ваги рами та встановленого на неї робочого

обладнання складають МПа.
Таким чином, згідно (3.2) маємо:

МПа.
Допустиме значення напруження визначається за (3.3), причому коефіцієнт запасу за допустими напруженнями у головній рамі для транспортного режиму, згідно [113, 114] прийнятий , а границя текучесті матеріалу , з якого виготовлена рама – сталь 09Г2 складає МПа.
Обчисливши за (3.3), отримаємо:

МПа.
Отже, можна зробити висновок, що міцність раціональної несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 за допустими напруженнями забезпечується, оскільки максимальні напруження у транспортному режимі, які становлять 154,7 МПа, дорівнюють нормативному значенню 155 МПа:

II. За коефіцієнтом запасу утомної міцності.

Умова міцності за коефіцієнтом запасу утомної міцності має вигляд (3.4), де допустиме значення коефіцієнту запасу утомної міцності за [113, 114] складає .
Для несучої рами планувальника баластної призми СПЗ-5 згідно результатів дослідження НДС за МСЕ маємо коефіцієнт запасу утомної міцності, який розраховується за виразом (3.4) [111], причому середнє значення циклу напружень , отримане за результатами розрахунку за МСЕ за характерними точками конструкції (рис. 3.17).
Зведемо до табл. 4.3 значення вищенаведених величин.

Таблиця 3.8

Коефіцієнти запасу утомної міцності для найбільш навантажених ділянок конструкції машини СПЗ-5, отримані за розрахунком по МСЕ

Місце конструкції	, МПа	, МПа		
C1	72	36	1,61	1,5
C2	47	23,5	2,46	
C4	60	30	1,93	
P4	52	26	2,23	
P5	52	26	2,23	

Місця розташування точок C1, C2, C4, P4, P5 наведено на рис. 3.17.

Можемо зробити висновок, що міцність раціональної несучої конструкції рами планувальника баластної призми СПЗ-5 за коефіцієнтом запасу утомної міцності забезпечується, оскільки за всіма характерними точками конструкції отримані значення цього коефіцієнту знаходяться у допустимих межах.

3.2.6. Аналіз результатів дослідження НДС і удосконалення несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA

У третьому розділі було проведено комплекс досліджень НДС несучої конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5. За допомогою МСЕ аналітичним шляхом було перевірено відповідність конструкції несучої рами планувальника умовам міцності, а також визначено місця встановлення тензOMETричних датчиків для проведення ходових динамічних випробувань на міцність. Аналітичне дослідження НДС несучої конструкції досліджуваної машини показало, що міцність конструкції забезпечено у всіх режимах як за критерієм допустимих напружень, так і за критерієм коефіцієнту запасу утомної міцності.

Для колійної машини СПЗ-5 Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу (ГНДЛ ДМРС) Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна були проведені ходові динамічні випробування на міцність. Експериментальним шляхом було перевірено відповідність конструкції дослідного зразка машини СПЗ-5 та її міцнісних показників вимогам Технічного завдання і нормативних документів, які визначають умови безпеки руху та експлуатації. Результати експериментального дослідження добре узгодилися з результатами розрахунку конструкції за МСЕ (табл. 3.5) і підтвердили, що несуча рама досліджуваної машини має значний запас міцності і її маса може бути зменшена.

Несучу конструкцію планувальника баластної призми СПЗ-5 було удосконалено за допомогою процедури чисельної оптимізації. З метою аналізу і контролю результатів оптимізації було вирішено задачу оптимізації двотаврового поперечного перерізу, для якої були отримані точне і чисельне рішення. Для отриманих у результаті удосконалення проектів нестандартних двотаврових поперечних перерізів було виконано перевірку на стійкість. Також було доведено, що використання стандартного двотаврового перерізу не дозволяє для даної несучої рами машини СПЗ-5 отримати оптимальну конструкцію.

Підсумовуючи, зазначимо, що в результаті удосконалення несучої конструкції колійної машини СПЗ-5 було отримане 73% зменшення площі поперечного перерізу основної повздовжньої балки несучої рами.

Для раціональної несучої конструкції досліджуваної машини було виконано оцінку міцності за критерієм допустимих напружень і критерієм коефіцієнту запасу утомної міцності. Аналіз результатів дослідження НДС раціональної несучої конструкції машини СПЗ-5 показав, що ця конструкція має достатній запас міцності.

4. ДОСЛІДЖЕННЯ НДС І УДОСКОНАЛЕННЯ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ РЕЙКОЗВАРЮВАЛЬНОЇ КОЛІЙНОЇ МАШИНИ КРС-1

4.1. Дослідження НДС несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

4.1.1. Об'єкт досліджень



Рис. 4.1. Загальний вид рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Рейкозварювальна колійна машини КРС-1 (рис. 4.1) – машина, призначена для зварювання рейок при ремонті безстикової колії, а також одиничний рейок у безстикові плеті на станційних коліях. Машина зварює рейки у колії, якою рухається, а також рейки, укладені всередині колії та зовні від ходової рейки [55, 109].

Виробник – ВАТ «Каховський завод електрозварювального обладнання».

Машина рейкозварювальна колійна самохідна КРС-1 призначена для контактного стикового зварювання рейок перерізом від 6400 мм² до 12000 мм² безпосередньо на колії під час будівництва і ремонту залізниць в умовах помірного клімату за температури зовнішнього повітря від -30°C до +45°C і висоті над рівнем моря до 1000 м.

Основні технічні характеристики машини наведені у табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Основні параметри та розміри дослідної машини КРС-1

Найменування показника	Значення
1	2
Ширина колії, мм	1520
Габарит у транспортному положенні (за ГОСТ 9238-83)	1-Т
База за вісями автозчепних пристроїв, мм	20320
Продуктивність, стиків/год: при зварюванні колій і рейок Р65 без урахування часу переїзду від стику до стику при зварюванні колій-вставок у рейковій плиті з рейок Р65 без урахування часу на переїзд від стику до стику, не менше	12 4
Швидкість конструкційна, км/год	100
Швидкість з причіпним складом, км/год на майданчику, не менше на підйомі 12 ‰, не менше	100 40
Маса причіпного складу, т, не більше	130
Діаметр коліс за колом кочення, мм	950
Ресорне підвішування, тип	двоступінчастий
Мінімальний радіус вписування в криві на горизонтальному профілі, м	150

Запас палива, т	2
Кількість обслуговуючого персоналу, не менше	3
Час приведення в робоче або транспортне положення у штатному режимі, хв., не більше	5

Рейкозварювальна колійна машина КРС-1 призначена для експлуатації на дорогах Укрзалізниці і виготовлена у повній відповідності з робочими кресленнями, прийнятий у встановленому порядку ВТК підприємства-виробника.

Для проведення експериментальних досліджень зразок машини КРС-1 був відібраний у відповідності з вимогами нормативних документів з оформленням акта.

Оцінка міцності виконувалася для транспортного режиму експлуатації.

Транспортний режим – це такий режим експлуатації, при якому машина може включатися до складу потягу, який рухається зі швидкістю до 90 км/год, або рухатися самоходом, як окрема транспортна одиниця зі швидкістю до 90 км/год.

4.1.2. Аналітичне дослідження НДС несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Рама машини КРС-1 (рис. 4.2) складається з двох основних повздовжніх балок (двотавр №36М ГОСТ 19425-74*) 1, двох шкворневих балок 2, восьми поперечних балок 3, двох буферних брусів з коробками для поглинальних апаратів 4, поперечних балок (двотавр №36М ГОСТ 19425-74* і швелер №14П ГОСТ 8240-97) 5. Також до моделі додано обв'язувальний пояс з швелера №14П ГОСТ 8240-97.

Аналітичне дослідження НДС несучої конструкції колійної машини КРС-1 виконувалося за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Розрахунок несучої конструкції за МСЕ мав за мету:

- 1) перевірити відповідність конструкції умовам міцності;
- 2) визначити місця встановлення тензометричних датчиків для проведення ходових динамічних випробувань на міцність.

Окрім того, за результатами розрахунку несучої конструкції машини КРС-1 за МСЕ були визначені

статичні напруження з послідуною оцінкою коефіцієнту запасу утомної міцності.

Для аналітичного дослідження НДС несучої конструкції машини КРС-1 було створено скінченно-елементу модель, представлену на рис. 4.2. В якості скінченних елементів було взято трьох- і чотирьохвузлові пластинки.

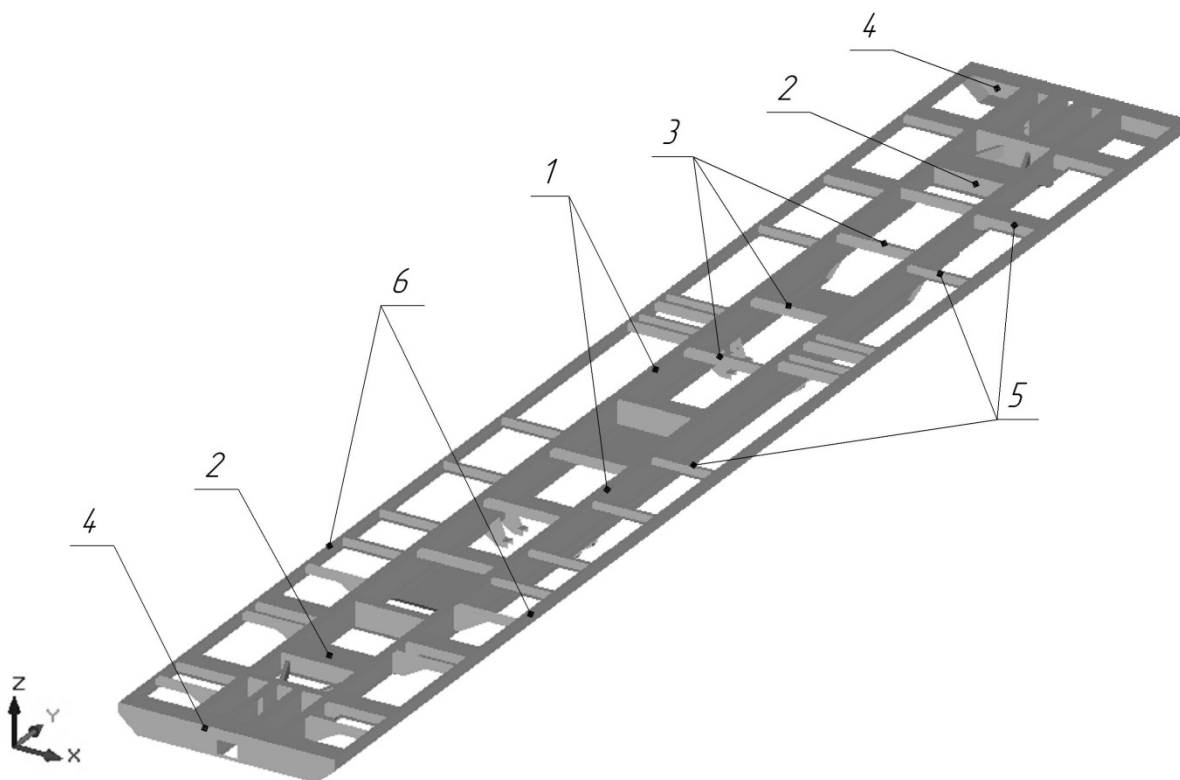


Рис. 4.2. Скінченно-елементна модель
рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1

При виконанні аналітичного дослідження напружено-деформованого стану (НДС) несучої конструкції досліджуваної машини транспортний режим моделювався дією вертикального навантаження власної ваги несучої рами машини і стаціонарного обладнання, встановленого на неї у транспортному положенні з урахуванням коефіцієнта динаміки . Навантаження від обладнання, маса якого перевищувала 1 т, моделювалося зосередженими силами, діючими у місцях кріплення цього обладнання (рис. 4.3, 4.4). Навантаження від іншого обладнання враховувалися додаванням до власної ваги рами, шляхом перерахунку питомої ваги матеріалу рами.



Рис. 4.3. Схема навантаження скінченно-елементної моделі у верхній площині несучої рами

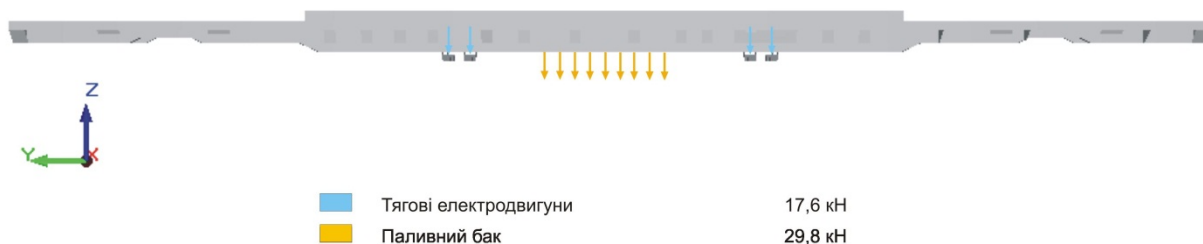


Рис. 4.4. Схема навантаження скінченно-елементної моделі у нижній площині несучої рами

Граничні умови задачі реалізовувалися за допомогою введення до місць спирання рами вертикальних зв'язків скінченної жорсткості, причому сумарна жорсткість одного комплекту зв'язків скінченної жорсткості була взята рівною жорсткості одного комплекту ресорного підвішування.

На рис. 4.5 показано поле розподілу за конструкцією рами еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі.

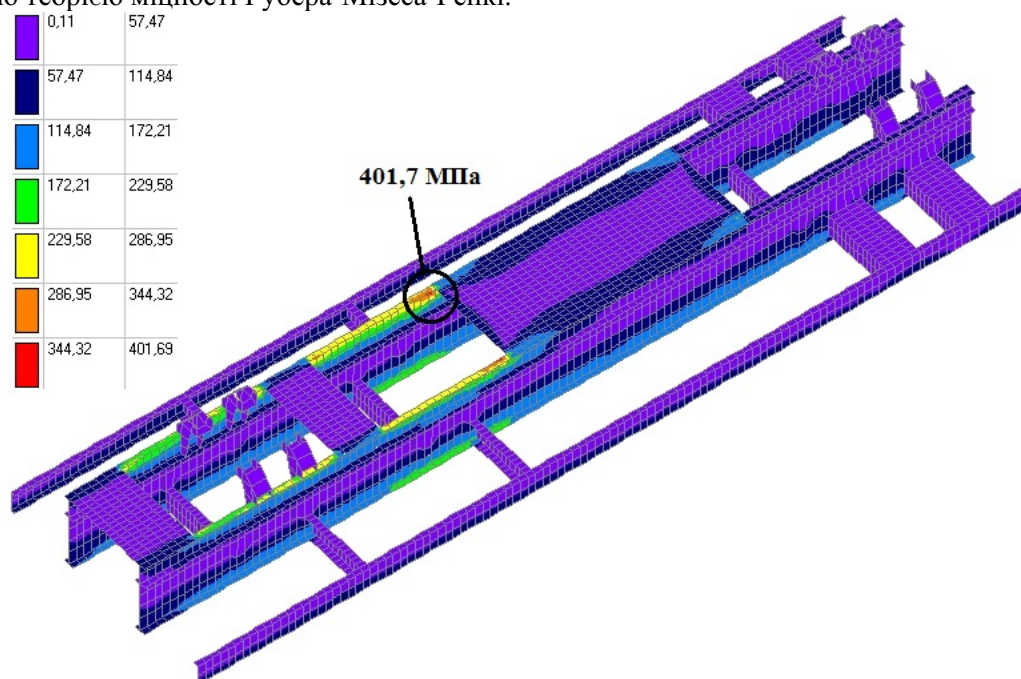


Рис. 4.5. Поля еквівалентних напружень у центральній частині несучої рами. Транспортний режимі (МПа)

Дослідження НДС несучої конструкції колійної машини КРС-1 показало (рис. 4.5), що її середня частина є найбільш навантаженою при дії статичного навантаження. Зона максимальних напружень розташована у районі підвішування паливного бака (точка X6R рис. 4.15). Значення еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі з урахуванням коефіцієнту динаміки, який складав , у зоні концентрації (точка X6R) складають МПа.

Оцінка міцності несучої рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1 у транспортному режимі виконується за двома критеріями:

I. За допустимими напруженнями.

Умова міцності за допустими напруженнями має вигляд (3.1).

Напруження у транспортному режимі визначаються згідно (3.2), причому коефіцієнт динаміки для головної рами у транспортному режимі, згідно [113, 114] прийнятий , а напруження у несучій рамі від дії сил власної ваги рами та встановленого на неї робочого обладнання складають МПа.

Таким чином, за (3.2) обчислимо:

МПа.

Допустиме значення напруження визначається за виразом (3.3), причому коефіцієнт запасу за допустими напруженнями у головній рамі для транспортного режиму, згідно [113, 114] прийнятий , а границя текучесті матеріалу, з якого виготовлено раму – сталь Ст3 сп5 ГОСТ 535-88 приймається МПа.

Обчисливши, отримаємо:

МПа.

Отже, можна зробити висновок, що міцність несучої рами машини КРС-1 за допустими напруженнями не забезпечується, оскільки максимальні еквівалентні напруження у транспортному режимі, які становлять 401,7 МПа, значно перевищують нормативне значення 155 МПа.

II. За коефіцієнтом запасу утомної міцності.

Умова міцності за коефіцієнтом запасу утомної міцності має вигляд (3.4), причому допустиме значення коефіцієнту запасу утомної міцності за [113, 114] приймається .

У місці виникнення максимального еквівалентного напруження за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі МПа у транспортному режимі (точка X6R на рис. 4.15) згідно (3.4) було визначено значення коефіцієнту запасу утомної міцності з використанням статичних напружень, отриманих в результаті аналітичного дослідження і уточненого згідно результатів ходових динамічних випробувань значення коефіцієнту вертикальної динаміки

Зведемо до табл. 4.2 значення вищенаведених величин.

Таблиця 4.2

Коефіцієнти запасу утомної міцності
для несучої конструкції машини КРС-1, отримані за розрахунком по МСЕ

Місце конструкції	, МПа	, МПа		
X6R	401,7	152,6	0,52	1,5
X7R	173	65,7	1,20	

З порівняльної табл. 4.2 видно, що значення коефіцієнтів запасу утомної міцності, отримані аналітичним шляхом, не знаходяться у допустимих межах, оскільки нижчі за нормоване значення [113, 114].

Отримані результати дають право стверджувати, що несуча конструкція рейкозварювальної колійної машини не має достатнього запасу міцності.

4.2. Удосконалення несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

4.2.1. Постановка задачі

Для проведення оптимізаційних розрахунків було створено спрощену скінченно-елементну модель рами машини КРС-1, яка показана на рис. 4.6. Оскільки несуча рама машини та схема прикладеного до неї навантаження симетричні відносно повздовжньої вісі, то розрахунки проводилися для половини конструкції. Побудова спрощеної моделі супроводжувалася спеціальними контрольними розрахунками з метою отримання результатів, ідентичних повній моделі [55]. Несучі балки моделювалися універсальними стрижневими скінченними елементами.

Рама машини КРС-1 (рис. 4.6) складається з двох основних повздовжніх балок (двотавр №36М ГОСТ 19425-74*) 1, двох шкворневих балок 2, восьми поперечних балок 3, двох буферних брусів з коробками для поглинальних апаратів 4, поперечних балок (двотавр №36М ГОСТ 19425-74* і швелер №14П ГОСТ 8240-97) 5. Також до моделі додано обв'язувальний пояс з швелера №14П ГОСТ 8240-97.

Оптимізаційні розрахунки проводилися для транспортного режиму (статичного навантаження з урахуванням коефіцієнту динаміки [114]).

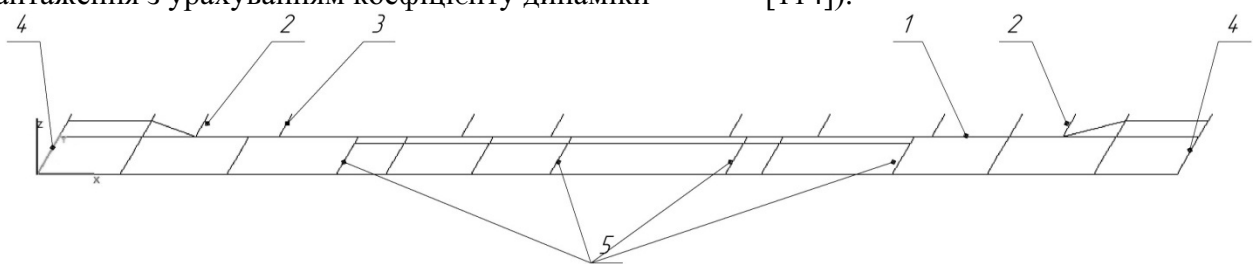


Рис. 4.6. Скінченно-елементна модель рами рейкозварювальної колійної машини

У якості цільової функції виступила площа поперечного перерізу основного повздовжнього несучого елемента рами машини:

см²

де h – висота двотаврового поперечного перерізу; b – ширина полиці; t – товщина полиці; t_s – товщина стійки перерізу.

Змінними проектування у задачі оптимізації було обрано висоту двотаврового поперечного перерізу h і ширину полиці b , причому вони приймалися сталими за довжиною відповідного

елемента.

Обмеження на змінні стану задавалися у вигляді умови міцності:

(4.1)

де — значення максимального напруження в основному повздовжньому елементі рами у транспортному режимі;

— допустиме напруження для матеріалу, з якого виготовлено конструкцію. При проведенні розрахунків ці напруження згідно [112, 114] були взяті для сталі Ст3 сп5 ГОСТ 535-88

МПа.

Обмеження на змінні проектування були обрані наступним чином: висота перерізу і ширина полиці обмежувалася умовою невід’ємності їхнього значення:

см

(4.2)

см

У якості початкового проекту було обрано реальний проект конструкції з такими значеннями змінних проектування: см, см, см, см.

4.2.2. Удосконалення несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Оптимізуємо несучу конструкцію рейкозварювальної колійної машини КРС-1 за допомогою процедури чисельної оптимізації конструкцій, запропонованої у [51, 52].

У якості основного несучого елемента 1 невідосконаленої рами досліджуваної машини виступає двотавровий поперечний переріз №36М за ГОСТ 19425-74* (рис. 4.7).

Максимальні напруження у конструкції невідосконаленої рами, які виникають в середній частині основного повздовжнього елемента, складають 401,7 МПа, що значно більше за допустиме значення у 155 МПа [112, 114]. Таким чином, оскільки початковий проект не задовольняє обмеженню на змінні стану (4.1), отримуємо задачу оптимального удосконалення несучої конструкції досліджуваної колійної машини.

У якості умови зупинки процесу оптимізації було обране правило, згідно якого процедура оптимізації зупиняється у тому разі, якщо на наступній ітерації отримане значення цільової функції більше за попереднє значення. Проте слід відмітити, що у рамках даної задачі це правило не використовується для першої ітерації, оскільки у вихідному проекті конструкції порушується обмеження (4.1).

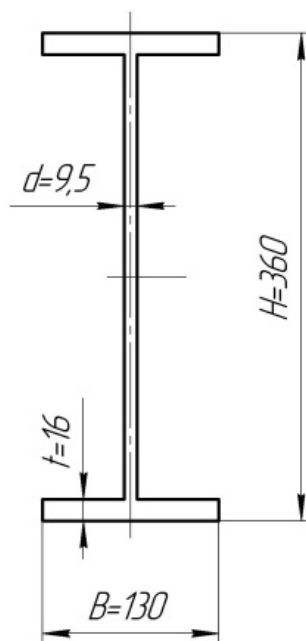


Рис. 4.7. Поперечний переріз основного повздовжнього елемента невідосконаленої рами колійної машини КРС-1

Результати оптимізації невідосконаленої несучої конструкції рами рейкозварювальної колійної машини проілюстровано на рис. 4.8 – 4.10. На вказаних рисунках за віссю абсцис відкладено номер ітерації, за віссю ординат – значення цільової функції (рис. 4.8), або змінної проектування (рис. 4.9, 4.10).

З рис. 4.8 – 4.10 видно, що процедура оптимізації конструкції досліджуваної машини тривала 13 ітерацій.

Як видно з графіку на рис. 4.8, на першій ітерації спостерігається збільшення значення цільової функції задачі. На перший погляд, це суперечить ідеї оптимізації конструкцій, згідно якої на кожній новій ітерації має знаходитися проект зі все меншим значенням цільової функції. Пояснення полягає у тому, що, як вже зазначалося вище, у вихідному проекті конструкції значення змінних стану порушують обмеження (4.2). Іншими словами, вирішується задача додання оптимальної кількості матеріалу.

Найближчим до раціонального за моментом інерції допустимим стандартним проектом є двотавровий поперечний переріз №60Б2 за ГОСТ 26020-83, параметри якого задовольняють обмеженням (4.1), (4.2) (рис. 4.11). До табл. 4.3 зведено отримані результати оптимізації невідосконаленої конструкції колійної машини КРС-1.

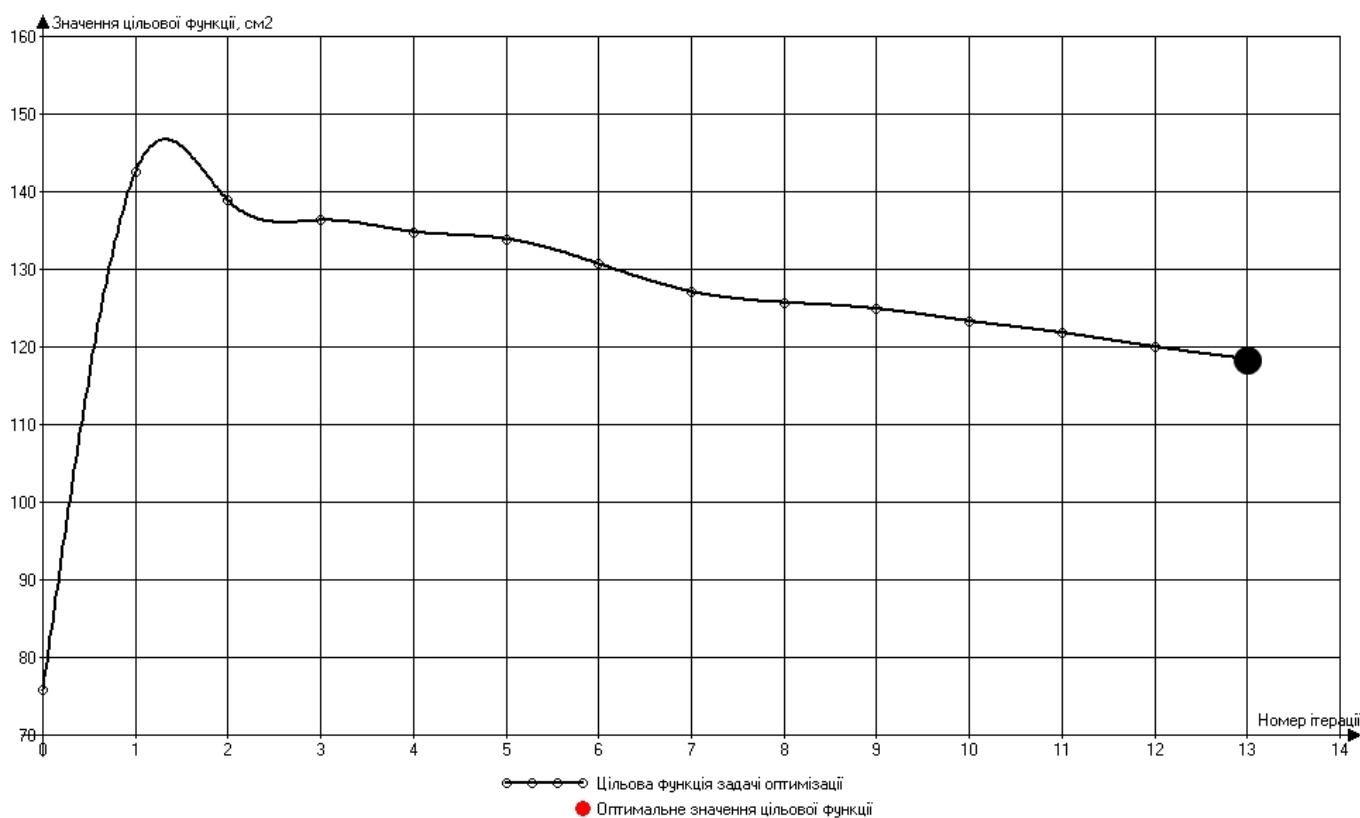


Рис. 4.8. Зміна цільової функції у процесі оптимізації колійної машини КРС-1

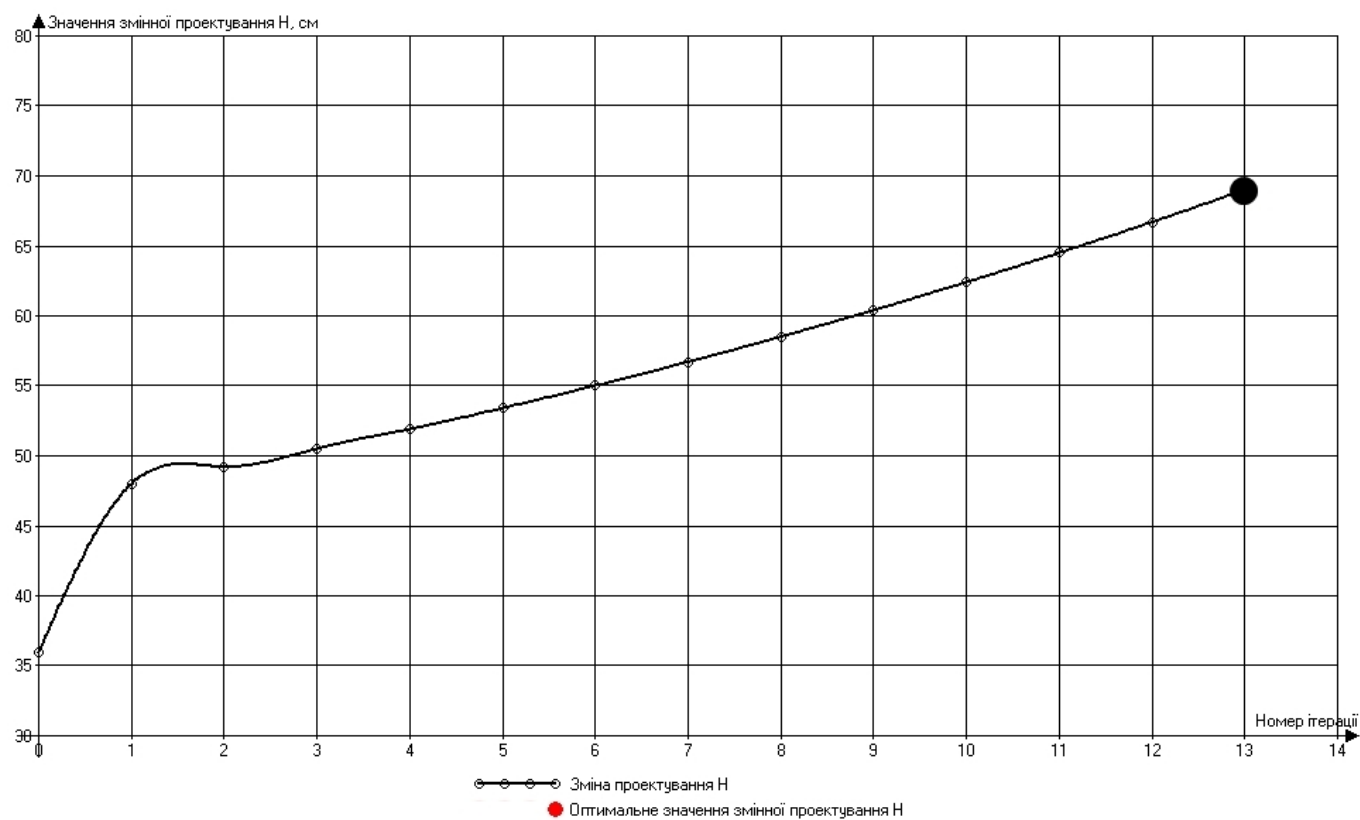


Рис. 4.9. Зміна висоти двотаврового поперечного перерізу у процесі оптимізації

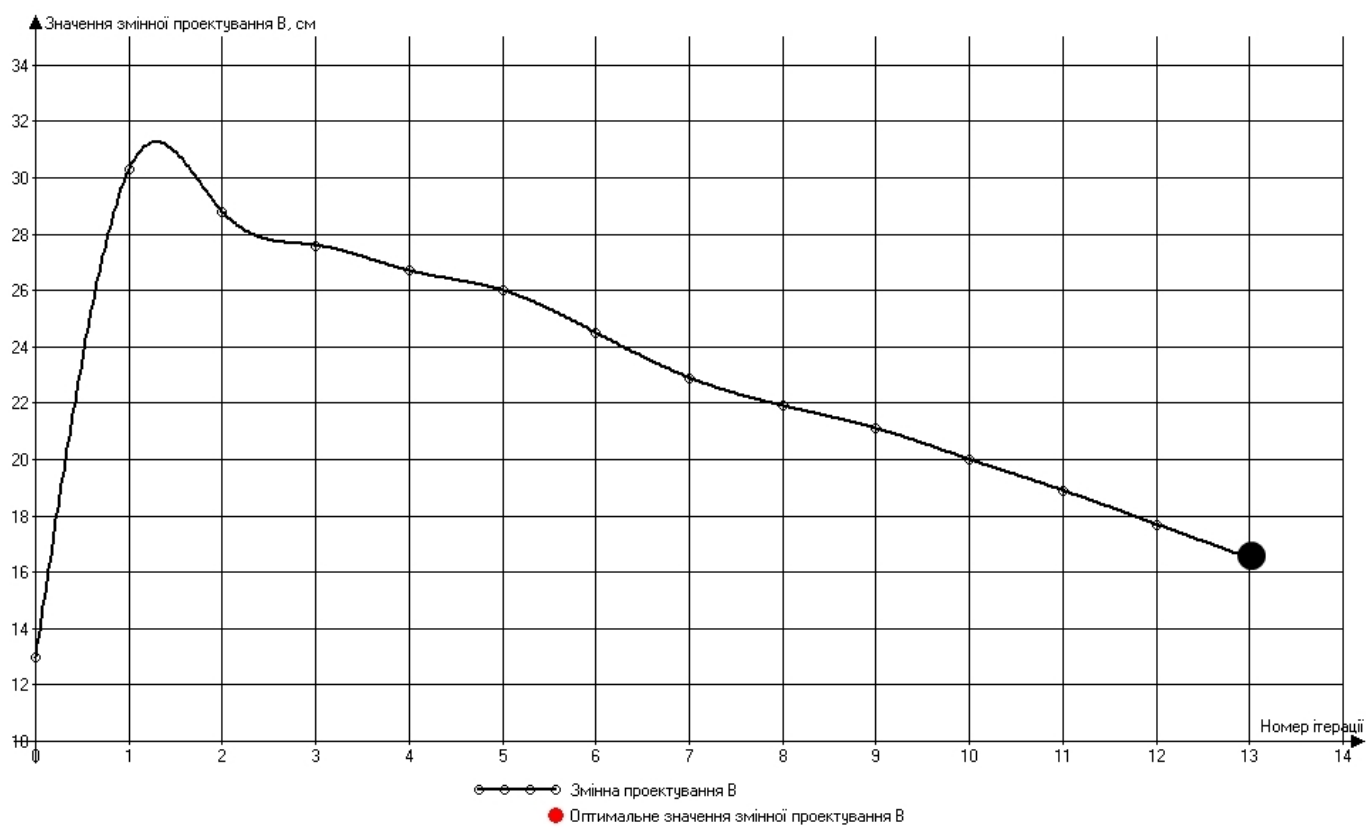


Рис. 4.10. Зміна ширини двотаврового поперечного перерізу у процесі оптимізації

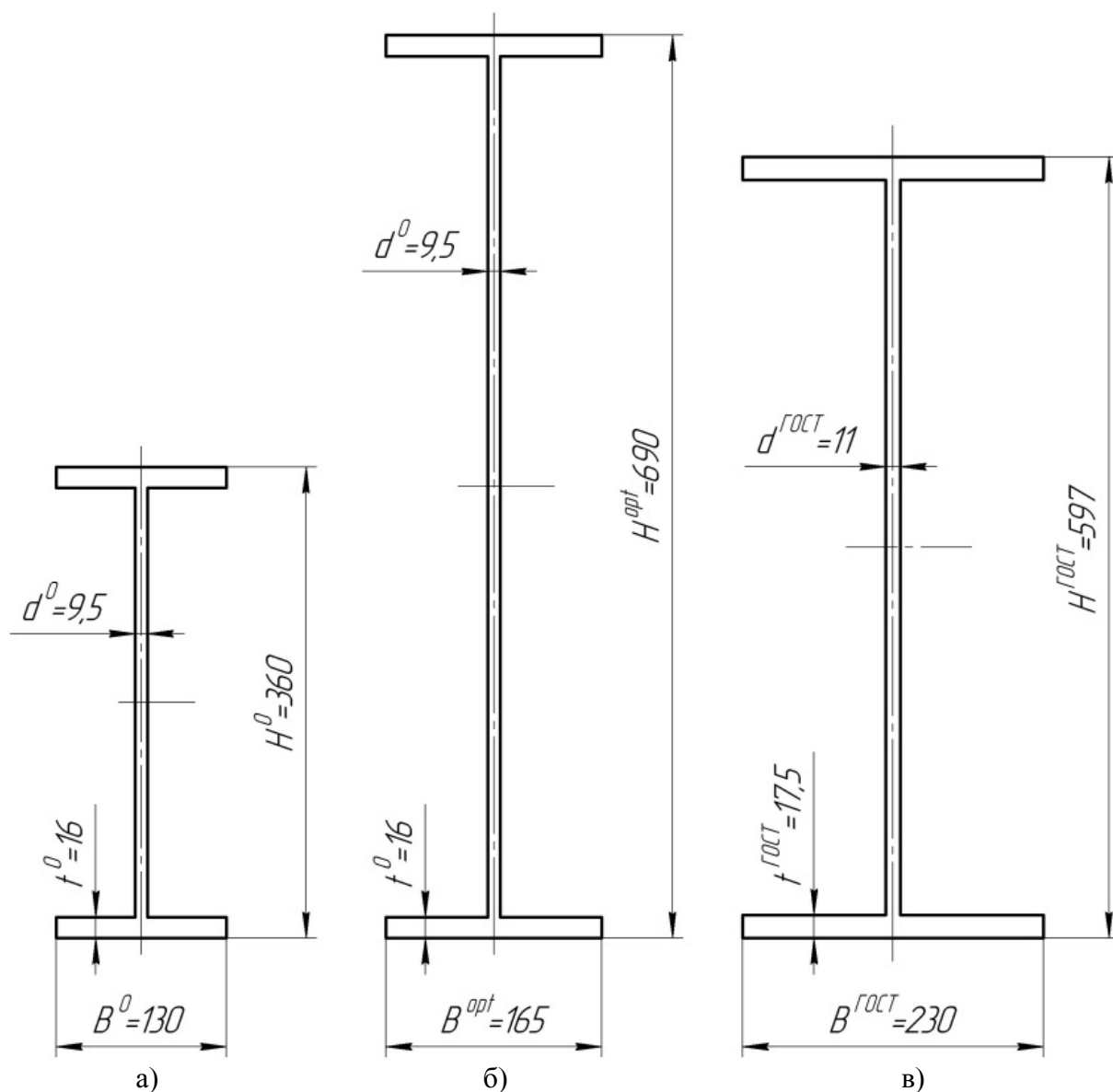


Рис. 4.11. Реальний і раціональні проекти поперечних перерізів повздовжньої балки колійної машини КРС-1

- а) реальний проект;
 б) раціональний проект;
 в) двотавр №60Б2 ГОСТ 26020-83.

Таблиця 4.3

Результати удосконалення несучої конструкції колійної машини КРС-1

	Реальний проект	Двотавр №60Б2 ГОСТ 26020-83	Раціональний проект

	(см, см)	(см, см)	(см, см)
, см	36		
, см	13		
, см	—	59,7	69,0
, см	—	23,0	16,5
, см ⁴	15109	87639	82530
, см ³	840	2936	2392
, МПа	432	138	158
, МПа	155		
, см ²	75,8		
, см ²	—	146,2	118,4
, %	—	92,9	56,2

Аналіз результатів оптимізації невідосконаленої несучої конструкції машини КРС-1 (табл. 4.3), вказує на те, що використання стандартного перерізу не дозволяє отримати оптимальну конструкцію, адже цільова функція у раціональному проекті, отриманому чисельно, значно менша за значенням. Окрім того, при використанні стандартного перерізу максимальні напруження у конструкції при транспортному режимі, які складають 138 МПа менші за нормативне значення 155 МПа [112, 114].

Відмітимо, що результатом оптимізаційного розрахунку є не тільки отримані розміри раціонального двотаврового поперечного перерізу, але й значення моменту опору раціонального проекту поперечного перерізу.

Підприємством-виготовлювачем було прийнято рішення про вдосконалення існуючого поперечного перерізу основного повздовжнього елемента шляхом посилення.

У якості основного повздовжнього несучого елемента вдосконаленої підприємством конструкції рами було обрано складний поперечний переріз (рис. 4.12), який складається з двотавра 1 №36М ГОСТ 19425-74*, швелера 2 №14П ГОСТ 8240-97, закритого накладкою 3, а також накладки 4. Величина моменту опору вдосконаленого поперечного перерізу близька за значення до величини моменту опору раціонального перерізу, отриманого вище (табл. 4.4).

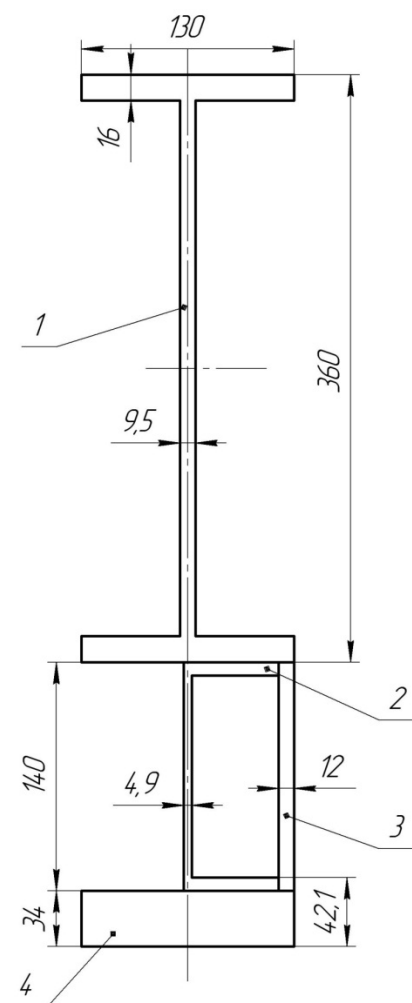


Рис. 4.12. Удосконалений підприємством проект поперечного перерізу основного повздовжнього елемента вдосконаленої рами колійної машини КРС-1

Таблиця 4.4

Моменти опору оптимального і вдосконаленого поперечних перерізів

Поперечний переріз	Площа поперечного перерізу ,см ²	Величина моменту опору ,см ³	
Раціональний запропонований проект (рис. 4.11, б)	115,3	2392	1,3/23
Удосконалений підприємством проект (рис. 4.12)	150,7	2424	

4.2.3. Аналітичне дослідження НДС удосконаленої підприємством несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Аналітичне дослідження НДС несучих елементів удосконаленої підприємством конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1 виконувалося за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). Розрахунок несучої конструкції машини за МСЕ переслідував дві головні цілі:

1. Перевірка результатів оптимізації конструкції на повній пластинчатій моделі;

2. Перевірка відповідності раціональної конструкції умовам міцності та жорсткості.

За результатами розрахунку удосконаленої підприємством несучої конструкції машини

КРС-1 за МСЕ були визначені статичні напруження з послідуною оцінкою коефіцієнту запасу утомної міцності .

Оцінка міцності виконувалася для транспортного режиму експлуатації.

Для аналітичного дослідження НДС несучої конструкції машини КРС-1 було створено скінченно-елементу модель, представлену на рис. 4.13. В якості скінченних елементів було взято трьох- і чотирьохвузлові пластинки.

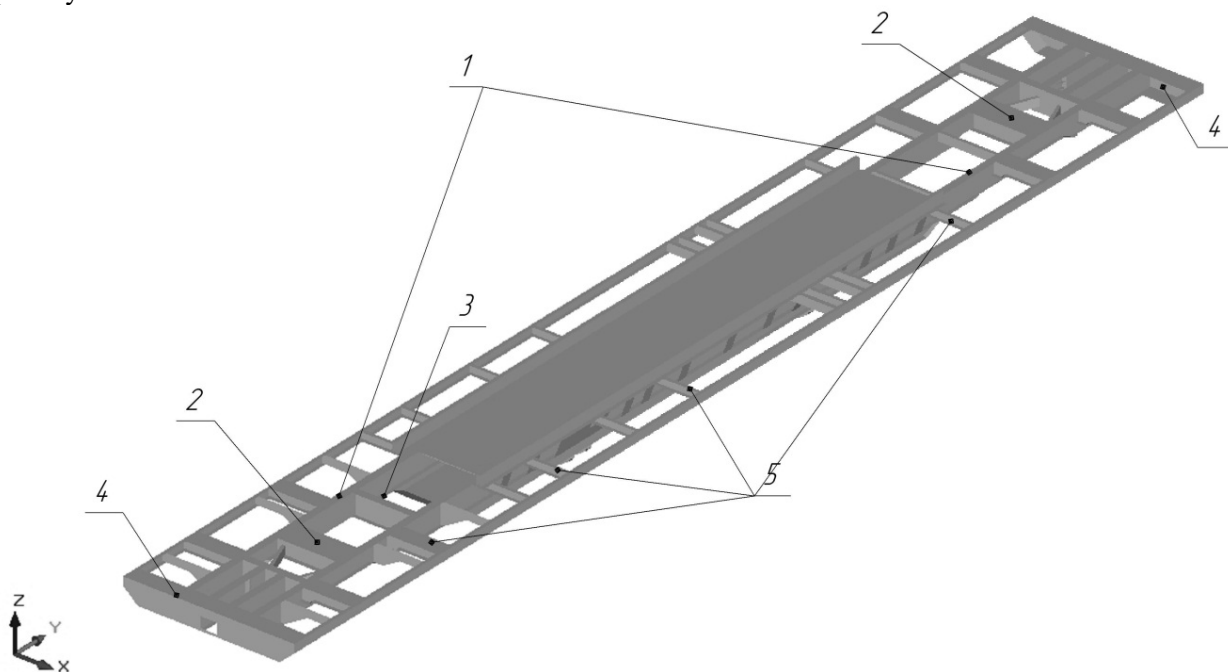


Рис. 4.13. Скінченно-елементна модель удосконаленої підприємством рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Раціональна несуча конструкція була змодельована скінченними елементами – трьох- і чотирьохвузловими пластинками.

Товщини пластинок призначалися відповідно до розмірів поперечних перерізів елементів конструкції за робочими кресленнями, а також у відповідності з результатами оптимізації конструкції.

Граничні умови задачі реалізовувалися за допомогою введення до місць спирання рами вертикальних зв'язків скінченної жорсткості, причому сумарна жорсткість одного комплекту зв'язків скінченної жорсткості була взята рівною жорсткості одного комплекту ресорного підвішування.

На рис. 4.14 показане поле розподілу за конструкцією раціональної рами еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі.

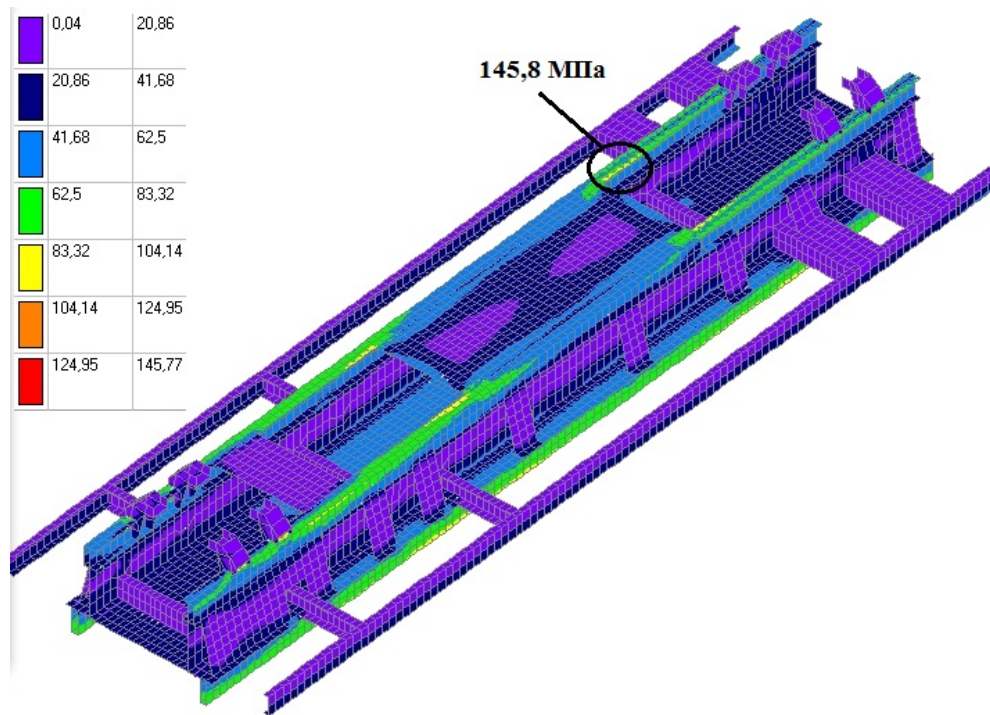


Рис. 4.14. Поля головних напружень у центральній частині удосконаленої підприємством несучої рами. Транспортний режим (МПа)

З рис. 4.14 видно, що найбільш навантаженою частиною удосконаленої підприємством несучої конструкції при дії статичного навантаження залишилася її середня частина. Зона максимальних напружень розташована у накладці 4 (рис. 4.12) основного повздовжнього елемента несучої рами у районі підвішування паливного бака. Значення еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності Губера-Мізеса-Генкі у зоні концентрації у раціональній конструкції складають МПа.

Оцінка міцності удосконаленої підприємством несучої рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1 у транспортному режимі виконується за двома критеріями:

I. За допустимими напруженнями.

Умова міцності за допустимими напруженнями має вигляд (3.1).

Напруження у транспортному режимі визначаються за (3.2), причому напруження у раціональній несучій рамі від дії сил власної ваги рами та встановленого на неї робочого обладнання складають МПа.

Таким чином, за (3.2) обчислимо:

МПа.

Допустиме значення напруження визначається за (3.3), де коефіцієнт запасу за допустимими напруженнями у головній рамі для транспортного режиму, згідно [113, 114]

прийнятий , а границя текучесті матеріалу , з якого виготовлена рама – сталь Ст3 сп5 ГОСТ 535-88 складає МПа.

Обчисливши, отримаємо:

МПа.

Отже, міцність удосконаленої підприємством несучої рами машини КРС-1 за допустимими напруженнями забезпечується, оскільки максимальні напруження у транспортному режимі, складають 145,8 МПа, що не перевищує нормативного значення 155 МПа [112, 114].

II. За коефіцієнтом запасу утомної міцності.

Умова міцності за коефіцієнтом запасу утомної міцності має вигляд (3.4), причому

допустиме значення коефіцієнту запасу утомної міцності за [113, 114] складає .

Для несучої рами машини КРС-1 згідно результатів дослідження НДС за МСЕ маємо коефіцієнт запасу утомної міцності, який розраховується за виразом (3.5) [111], де середнє

значення циклу напружень , отримане за результатами розрахунку за МСЕ за характерними точками конструкції (рис. 3.18).

Обчислення значень коефіцієнтів запасу утомної міцності проводилося з урахуванням уточненого за результатами ходових динамічних випробувань коефіцієнту вертикальної динаміки, який складав .DSMT4 .

Результати оцінки міцності раціональної несучої рами машини КРС-1 за коефіцієнтами утомної міцності зведено до табл. 4.5, де – коефіцієнт запасу утомної міцності, розрахований на основі експериментальних даних, – коефіцієнт запасу утомної міцності, розрахований на основі аналітичних даних для раціонального проекту.

Обчислення значень коефіцієнтів запасу утомної міцності проводилося з урахуванням уточненого за результатами ходових динамічних випробувань коефіцієнту вертикальної динаміки, який складав .

Місця розташування точок X6R, X7R приведені у [55].

Таблиця 4.5

Коефіцієнти запасу утомної міцності
несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Проект	Місце конструкції		
Раціональний	X6R	1,96	1,5
	X7R	2,36	
Удосконалений підприємством	X6R	1,71	

Утомна міцність несучої рами дослідної машини вважається забезпеченою, якщо у всьому діапазоні швидкостей, для яких проводилися випробування, отримані значення коефіцієнтів запасу утомної міцності не перевищують нормативного значення, яке згідно [112, 114] приймалося

. В результаті обробки даних дослідження за МСЕ НДС оптимальної конструкції для точки X6R було отримане мінімальне значення коефіцієнту запасу утомної міцності (табл. 4.5), що не менше нормативного значення [112, 114].

Таким чином, в результаті аналізу аналітичного досліджень, було підтверджено, що міцність удосконаленої підприємством несучої конструкції рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1 у транспортному режимі забезпечена як допустимими напруженнями, так і за коефіцієнтами запасу утомної міцності.

4.2.4. Експериментальне дослідження НДС удосконаленої підприємством несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу (ГНДЛ ДМРС) Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна (ДНУЗТ) були проведені ходові динамічні випробування на міцність дослідного зразка машини КРС-1. Випробування проводилися на Одеській залізниці.

Метою випробувань були перевірка відповідності конструкції дослідного зразка машини КРС-1 та її міцнісних показників вимогам Технічного завдання, нормативних документів [113, 114], що визначають умови безпеки руху та експлуатації, а також визначення коефіцієнтів запасу утомної міцності у найбільш навантажених місцях конструкції. Ходові динамічні випробування на міцність були проведені згідно програми-методики, розробленої на підставі Технічного завдання і [114].

Ходові динамічні випробування на міцність колійної машини проводилися при русі дослідної машини на перегоні зі швидкостями до 90 км/год (транспортний режим).

На основі проведеного аналітичного дослідження НДС несучої конструкції машини КРС-1 були визначені місця встановлення тензометричних датчиків для вимірювання динамічних складових напружень.

Схему розташування тензометричних датчиків наведено на рис. 4.15.

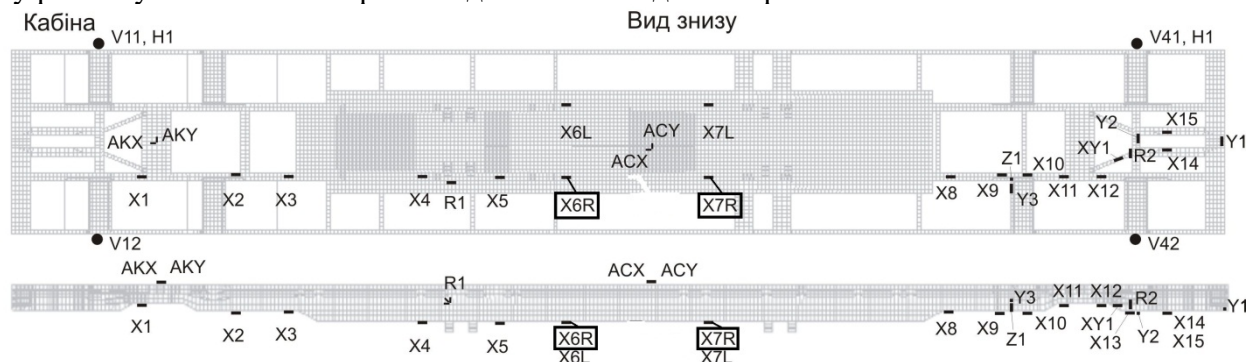


Рис. 4.15. Схема розміщення тензометричних датчиків на несучій рамі рейкозварювальної колійної машини КРС-1

Ходові динамічні випробування на міцність проводились одночасно з ходовими динамічними випробуваннями при русі дослідної машини прямими і кривими ділянками колії, а також по стрілочних переводах.

Значення коефіцієнтів запасу утомної міцності для несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1 при русі на перегонах і по стрілочних переводах, які визначалися за (3.4) з використанням статичних напружень і найбільших динамічних добавок, наведені у табл. 4.6.

Таблиця 4.6

Динамічні добавки та коефіцієнти запасу утомної міцності у найбільш навантажених елементах рами

Датчик			МП а	МП а	км/г од	МПа	МПа	МПа	МПа		
X6R	0,3	3,03	210	102	10-30	12,6	116,6	13,4	7,3	2,58	3,65
					31-50	7,1	110,1	16,9	7,3	2,31	3,67
					51-70	7,2	109,2	20,0	7,3	2,09	3,69
					71-90	5,6	107,6	21,7	7,3	1,99	3,69
					10-30	9,9	39,9	25,7	20,9	2,17	2,69
					31-50	7,6	36,6	28,9	19,8	1,98	2,83

X7R	0 ,	3 ,	21	28	51-70	5,5	33,5	27,5	24,2	2,09	2,38
	3	03	0		71-90	4,1	32,1	28,0	15,9	2,06	3,44

Умова міцності за коефіцієнтом запасу утомної міцності має вигляд (3.4), причому допустиме значення коефіцієнту запасу утомної міцності за [113, 114] приймається .
Значення коефіцієнтів запасу утомної міцності, отримані за результатами ходових динамічних випробувань на міцність приведені у табл. 4.7.

Таблиця 4.7

Коефіцієнти запасу утомної міцності
несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1,
отримані за результатами експериментального дослідження

Місце конструкції		
X6R	1,99	1,5
X7R	1,98	

Таблиця 4.8

Коефіцієнти запасу утомної міцності
для несучої конструкції машини КРС-1, отримані за розрахунком по МСЕ

Місце конструкції	Розрахунок несучої конструкції за МСЕ			Ходові динамічні випробування на міцність	
	, МПа	, МПа			
X6R	106	53	1,96	1,99	1,5
X7R	91	45,5	2,28	1,98	

З порівняльної табл. 4.8 видно, що у найбільш навантажених елементах конструкції (точки X6R, X7R) значення коефіцієнтів запасу утомної міцності, отримані аналітичним і експериментальним шляхом, добре узгоджуються і знаходяться у допустимих межах, оскільки не нижче нормованого значення .DSMT4 [2, 3].

Таким чином, в результаті аналізу аналітичного та експериментального досліджень, було встановлено, що міцність удосконаленої підприємством несучої конструкції рами рейкозварювальної колійної машини КРС-1 у транспортному режимі забезпечена як допустимими напруженнями, так і за коефіцієнтами запасу утомної міцності.

4.2.5. Аналіз результатів дослідження НДС і удосконалення несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1

У четвертому розділі було проведено комплекс досліджень НДС несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1. За допомогою МСЕ аналітичним шляхом було перевірено відповідність конструкції несучої рами

машини КРС-1 умовам міцності, а також визначено місця встановлення тензOMETричних датчиків для проведення ходових динамічних випробувань на міцність. Аналітичне дослідження НДС несучої конструкції досліджуваної машини виявило проблему, яка полягала у тому, що міцність конструкції не забезпечувалася.

Для вирішення означеної проблеми було залучено процедуру чисельної оптимізації. Таким чином, було отримано задачу оптимального удосконалення (додання оптимальної кількості матеріалу) несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1. У результаті оптимізації несучої рами було отримано раціональний проект основного несучого елемента. Підприємством-виготовлювачем було прийнято рішення про вдосконалення існуючого поперечного перерізу основного повздовжнього елемента шляхом посилення.

Для вдосконаленої підприємством несучої конструкції досліджуваної машини було виконано оцінку міцності за критерієм допустимих напружень і критерієм коефіцієнту запасу утомної міцності. Аналіз результатів дослідження НДС вдосконаленої несучої конструкції машини КРС-1 показав, що конструкція має достатній запас міцності.

Для вдосконаленої підприємством колійної машини КРС-1 Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу (ГНДЛ ДМРС) Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна були проведені ходові динамічні випробування на міцність. Експериментальним шляхом було перевірено відповідність конструкції дослідного зразка машини КРС-1 та її міцнісних показників вимогам Технічного завдання і нормативних документів, які визначають умови безпеки руху та експлуатації. Результати експериментального дослідження добре узгодилися з результатами розрахунку конструкції за МСЕ (табл. 4.7) і підтвердили, що вдосконала підприємством несуча рама рейкозварювальної колійної машини КРС-1 отримала достатній запас міцності.

Слід відмітити, що вдосконалий проект, використаний підприємством, має, по-перше, на 27,2% більшу площу у порівнянні із раціональним запропонованим, а по-друге, є менш технологічним. Саме тому, отриманий у результаті використання запропонованої у роботі чисельної процедури оптимізації, раціональний проект був рекомендований підприємству-виготовлювачу для впровадження у наступних моделях рейкозварювальної колійної машини КРС-1.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі на основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано вирішення актуальної науково-технічної задачі по удосконаленню технології проектування несучих конструкцій кузовів колійних машин. За результатами роботи можна зробити такі основні висновки:

1. Запропоновано процедуру чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин, що базується на спільному використанні методу скінченних елементів і одного з поширених методів оптимізації – методу проекцій градієнтів.
2. Запропоновану процедуру чисельної оптимізації апробовано на ряді задач оптимізації конструкцій, подібних до поширених несучих конструкцій сучасних колійних машин.
3. У результаті дослідження ряду математичних аспектів використання запропонованої процедури чисельної оптимізації, доведено збіжність алгоритму процедури для класу задач оптимізації несучих конструкцій кузовів колійних машин.
4. На основі аналізу напружено-деформованого стану несучих конструкцій планувальника баластної призми СПЗ-5/UA і рейкозварювальної колійної машини КРС-1 обґрунтовано необхідність проведення удосконалення несучих конструкцій кузовів означених машин.
5. За допомогою запропонованої у роботі процедури чисельної оптимізації отримано раціональні параметри несучих конструкцій планувальника баластної призми СПЗ-5/UA і рейкозварювальної колійної машини КРС-1 зі зниженою матеріалоемністю при збереженні міцнісних характеристик. У результаті удосконалення несучої рами планувальника СПЗ-5/UA маса основного повздовжнього елемента рами кузова зменшилася на 73%.
6. На основі аналізу результатів аналітичних і експериментальних досліджень напружено-деформованого стану удосконалених несучих конструкцій планувальника баластної призми СПЗ-5/UA і рейкозварювальної колійної машини КРС-1 при дії експлуатаційних навантажень доведено, що їх міцність забезпечується.
7. Доведено достовірність результатів роботи оптимізаційної процедури шляхом спеціальних аналітичних перевірочних досліджень.

8. До основних практичних результатів роботи відноситься створення раціональних проектів несучих конструкцій колійних машин, які запроваджені у промисловості та дозволили створити конструкції, які задовольняють експлуатаційним вимогам при менших витратах матеріальних ресурсів у порівнянні з існуючими.
9. Результати, отримані у дисертаційній роботі знайшли використання на ВАТ «Каховський завод електрозварювального обладнання» (КЗЕЗО) і у Головному управлінні колійного господарства «Укрзалізниці» при вдосконаленні несучих конструкцій кузовів рейкозварювальної колійної машини КРС-1 і планувальника баластної призми СПЗ-5/УА.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Реклейтис Г. Оптимизация в технике / Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регсдел К.; пер. с англ. В. Я. Алтаева, В. И. Моторина. – М.: Мир, 1986. – 320 с.
2. Гилл Ф. Практическая оптимизация / Гилл Ф., Мюррей У., Райт М.; пер. с англ. В. Ю. Лебедева. – М.: Мир, 1985. – 510 с.
3. Аоки М. Введение в методы оптимизации / Аоки М.; пер. с англ. Главная редакция физ.-мат. ли-ры из-ва «Наука». – М.: Наука, 1977. – 344 с.
4. Баничук Н. В. Введение в оптимизацию конструкций / Баничук Н. В. – М.: Наука. – 1986. – 300 с.
5. Баничук Н. В. Оптимизация форм упругих тел / Баничук Н. В. – М.: Наука. – 1980. – 256 с.
6. Christensen P. W. An introduction to structural optimization / Christensen P. W., Klarbring A. – Springer. – 211 p.
7. Spillers R. W. Structural optimization / Spillers R. W., MacBein K. M. – Springer. – 2009. – 302 с.
8. Haftka R. T. Elements of structural optimization / Haftka R. T., Gurdal Z. – Kluwer Academic Publishers. – 1991. – 481 p.
9. Arora J. S. Optimization of structural and mechanical systems / Arora J. S. – World Scientific. – 2007. – 595 p.
10. Kirsch U. Optimum structural design / Kirsch U. – New York: McGraw-Hill. – 1981.

11. Gallagher R. H. Optimum structural design theory and applications / Gallagher R. H., Zienkiewicz O. C. – Wiley, Chichester. – 1973.
12. Morris A. J. Foundations of structural optimization: a unified approach / Morris A. J. – Wiley, Chichester. – 1982 с.
13. Bendsoe M. P. Topology optimization. Theory, methods and applications. / Bendsoe M. P., Sigmund O. – Springer. – 370 p.
14. Tsompanakis Y. Structural design optimization considering uncertainties / Tsompanakis Y., Lagaros N., Papadrakakis M. – Taylor & Francis. – 2008. – 634 p.
15. Banichuk N. V. Structural optimization with uncertainties / Banichuk N. V., Neittaanmaki P. J. – Springer. – 2010. – 233 p.
16. Рокафеллар Р. Выпуклый анализ / Рокафеллар Р.; пер. с англ. А. Д. Иоффе, В. М. Тихомирова – М.: Мир. – 1973. – 470 с.
17. Пшеничный Б. Н. Выпуклый анализ и экстремальные задачи / Пшеничный Б. Н. – М.: Наука, 1980. – 320 с.
18. Базара М. Нелинейное программирование. Теория и алгоритмы / Базара М., Шетти К. – М.: Мир, 1982.
19. Зангвилл У. И. Нелинейное программирование / Зангвилл У. И. – М.: Сов. радио, 1973.
20. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Химмельблау Д.; пер. с англ. И. М. Быховской, Б. Т. Вавилова – М.: Мир, 1975. – 534 с.
21. Мину М. Математическое программирование. Теория и алгоритмы / Мину М. – М.: Наука, 1990. – 340 с.
22. Карманов В. Г. Математическое программирование / Карманов В. Г. – М.: Физматлит, 2000.
23. Горелик В. А. Математическое программирование / Горелик В. А. – М.: Наука, 1998.
24. Ашманов С. А. Линейное программирование / Ашманов С. А. – М.: Наука, 1980. – 340 с.
25. Максимов Ю. А. Алгоритмы решения задач нелинейного программирования / Максимов Ю. А., Филипповская Е. А.. – М.: МИФИ, 1982.
26. Максимов Ю. А. Алгоритмы линейного и дискретного программирования / Максимов Ю. А. – М.: МИФИ, 1980.
27. Mangasarian O. L. Nonlinear Programming / Mangasarian O. L. – Philadelphia: SIAM, 1994.
28. Kuhn K. W. Nonlinear Programming in J. Neyman / Kuhn K. W., Tucker A. W. – Proceedings of the Second Berkeley Symposium in Mathematical Statistics and Probability, Berkeley: University of California Press, 1951, 481 – 492 pp.
29. Belegundu A. D. A study of mathematical programming methods for structural optimization, Part I: theory, Part II: numerical results / Belegundu A. D., Arora J. S. – Int. J. Numer Methods Eng. – №21. – 1985. – 1583-1623 pp.
30. Горелик В. А. Исследование операций / Горелик В. А, Ушаков И. А. – М.: Машиностроение, 1986. – 286 с.
31. Зайченко Ю. П. Дослідження операцій / Зайченко Ю. П. – К.: Слово, 2006. – 816 с.

32. Гельфанд И. М. Лекции по линейной алгебре / Гельфанд И. М. – М.: Наука, 1971.
33. Ильин В. А. Линейная алгебра / Ильин В. А., Позняк Е. Г. – М.: Наука – ФИЗМАТЛИТ, 1999.
34. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Корн Г., Корн Т. – М.: Наука, 1970.
35. Фихтенгольц Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления, т. I / Фихтенгольц Г. М. – М.: Наука, 1956.
36. Фихтенгольц Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления, т. II / Фихтенгольц Г. М. – М.: Наука, 1956.
37. Фихтенгольц Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления, т. III / Фихтенгольц Г. М. – М.: Наука, 1956.
38. Бахвалов Н. С. Численные методы / Бахвалов Н. С., Жидков Н. П., Кобельков Г. Н. – М.: БИНОМ. Лаб. знаний, 2003. – 632 с.
39. Вержбицкий В. М. Численные методы: Линейная алгебра и нелинейные уравнения / Вержбицкий В. М. – М.: Высшая школа, 2000, 268 с.
40. Волков Е. А. Численные методы / Волков Е. А. – СПб.: Лань, 2004, 248 с.
41. Полак Е. Численные методы оптимизации. Единый подход / Полак Е. – М.: Мир, 1974. – 376 с.
42. Измайлов А. Ф. Численные методы оптимизации: учеб. пособие / Измайлов А. Ф., Солодов М. Ф. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 296 с.
43. Васильев Ф. П. Методы оптимизации / Васильев Ф. П. – М.: Факториал Пресс, 2002.
44. Бертсекас Д. Условная оптимизация и методы множителей Лагранжа / Бертсекас Д. – М.: Радио и связь, 1987. – 300 с.
45. Ортега Дж. Итерационные методы решения нелинейных систем уравнений со многими неизвестными / Ортега Дж., Рейнболдт В. – М.: Мир, 1975. – 250 с.
46. Васильев Ф. П. Численные методы решения экстремальных задач / Васильев Ф. П. – М.: Наука, 1988. – 500 с.
47. Bonnans J. F. Numerical optimization. Theoretical and practical aspects / Bonnans J. F., Gilbert J. Ch., Lemarechal C., Sagastizabal C. – Berlin: Springer-Verlag, 2003.
48. Хог Э. Прикладное оптимальное проектирование: механические системы и конструкции / Хог Э., Арора Я. – М.: Мир, 1983. – 480 с.
49. Rosen J. B. The gradient projection method for nonlinear programming. Part 1 – Linear Constraints / Rosen J. B. // SIAM journal appl. math. – 1960. – № 8. – 181-217 pp.
50. Rosen, J. B. The gradient projection method for nonlinear programming. Part 2 – Nonlinear Constraints / Rosen J. B. // SIAM journal appl. math. – 1961. – № 9. – 514-532 pp.
51. Кострица С. А. Применение МКЭ к задачам оптимального проектирования несущих конструкций подвижного состава железнодорожного транспорта / Кострица С. А. // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2003. – № 1. – С. 127 – 129.

52. Костриця С. А. Чисельна реалізація методів математичного програмування у задачах оптимального проектування механічних конструкцій / Костриця С. А., Товт Б. М. // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2009. – № 30. – С. 150-154.
53. Костриця С. А. Дослідження напружено-деформованого стану несучих елементів конструкції планувальника баластної призми СПЗ-5/UA / Костриця С. А., Товт Б. М. // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2011. – № 38. – С. 17-23.
54. Самарский А. А. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. / Самарский А. А., Михайлов А. П – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. – 320 с.
55. Товт Б. М. Дослідження напружено-деформованого стану несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1 / Товт Б. М., Дзічковський Є. М., Кривчиков О. Є. // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2011. – № 40. – С. 31-36.
56. Товт Б. М. Оптимізація несучої конструкції рейкозварювальної колійної машини КРС-1 / Товт Б. М. // Системные технологии. – 2011. – № 5(76). – С. 59-71.
57. Сладковський О. В. Решение задач механики железнодорожного транспорта с помощью МКЭ: монографія / Сладковський О. В., Сітаж М., Мартиненко Ю. Р. – Дн-ск: Новая идеология, 2002. – 219 с.
58. Vanderplaats G. N. Structural optimization for statics, dynamics and beyond / Vanderplaats G. N. – J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng. – Vol. XXVIII, No. 3. – 2006. – 316 – 322 pp.
59. Kelley J. E. The cutting plane method for solving convex program / Kelley J. E. – J. SIAM. – Vol. 8. – 1960. – 702-712 pp.
60. Fiacco A. V. Nonlinear programming: sequential unconstrained minimization techniques / Fiacco A. V., McCormick G. P. – John Wiley and Sons, New York. – 1968.
61. Zoutendijk G. Methods of feasible directions / Zoutendijk G. – Elsevier, Amsterdam. – 1960.
62. Rockafellar R. T. The multiplier method of hestines and powell applied to convex programming / Rockfellar R. T. – J. Optim. Theory Appl. – Vol. 12., No. 6 – 1973. – 555-562 pp.
63. Vanderplaats G. N. An efficient algorithm for numerical airfoil optimization / Vanderplaats G. N. – AIAA Journal Aircraft. – Vol. 16, No.12. – 1979.
64. Myers R. H. Response surface methodology / Myers R. H., Montgomery D. C. – John Wiley & Sons, NY. – 1995.
65. Hajela G. Genetic Search – An approach to the nonconvex optimization problem / Hajela G. – AIAA Journal. – Vol. 16, No.7. – 1990. – 1205-1210 pp.
66. Hemhauser G. L. Integer and combinatorial optimization / Hemhauser G. L., Wolsey L. A. – John Wiley & Sons. – 1988.
67. Hager W. W. Large scale optimization; state of the art / Hager W.W., Hearn D. W., Pardalos P. M. – Kluwer Academic Publishers. – 1994. – 45-67 pp.

68. Venter G. Particle swarm optimization / Venter G., Sobieszczanski-Sobieski J. – AIAA Journal. – Vol. 41, No. 8. – 2003. – 1583-1589 pp.
69. Vanderplaats G. N. Numerical optimization techniques for engineering design – with applications / Vanderplaats G. N. - Vanderplaats Research & Development Inc., Colorado Springs, CO. – 2004.
70. Vanderplaats G. N. Very large scale continuous and discrete variable optimization / Vanderplaats G. N. – Proc. 10th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference, Paper No. AIAA-2004-4458, 30 Aug. – 1 Albany, NY. – 2004.
71. Shmit L. A. Structural Design by Systematic Synthesis / Shmit L. A. – Proceedings 2nd Conference on Electronic Computation, ASC, New York – 1960. – 105-132 pp.
72. Shanley R. R. Weight-strength analysis of aircraft structures / Shanley R. R. – McGraw Hill, New York. – 1952.
73. Fox R. L. Constraint surface normal for structural synthesis techniques / Fox R. L. – AIAA Journal. – Vol. 3, No. 8. – 1965. – 1517-1518 pp.
74. Gallatly R. A. The use of optimality criteria in automated structural design / Gallatly R. A., Berke L, Gibson W. – presented at 3th Conference on matrix methods in structural mechanics, Wright-Patterson Air Force Base, Ohio. – 1971.
75. Schmit L. A. Some approximation concepts for structural synthesis / Schmit L. A., Farshi B. – AIAA Journal, Vol. 12. – 1974. – 692-699 pp.
76. Arora J. S. Methods of design sensitivity analysis in structural optimization / Arora J. S., Haug E. J. – AIAA J. – №17. – 1979. – 970-974 pp.
77. Vanderplaats G. N. Comment on “Methods of design sensitivity analysis in structural optimization” / Vanderplaats G. N. – AIAA Journal. – Vol.18. – 1980. – 1406-1407 pp.
78. Fleury C. Relations between optimality criteria and mathematical programming in structural optimization / Fleury C., Sanders G. – Proc. of the Symposium on applications of computer methods in engineering, University of California, Los Angeles. – 1977. – 507-520 pp.
79. Bathe K. J. Finite element procedures in engineering analysis / Bathe K. J. – New York: Prentice Hall. – 1982.
80. Hestenes M. R. Multiplier and gradient methods / Hestenes M. R. – J. Optim. Theory Appl. – №4. – 1969. – 303-320 pp.
81. Banichuk N. V. Optimum shapes of bar cross-sections / Banichuk N. V., Ragnedda F., Serra M. – Struct. Multidisc. Optim. – №23. – 2004. – 222-232 pp.
82. Selmic R. Optimization of cross-section in structures, monograph / Selmic R., Cvetkovic R., Mijailovic R. – The Faculty of Transport and Traffic Engineering, Belgrade – 2006.
83. Vanderplaats G. N. A new approximation method for stress constraints in structural synthesis / Vanderplaats G. N., Salajegheh E. – AIAA Journal. – Vol. 27, No. 3 – 1989. – 352-358 pp.
84. Gabriel G. A. The Generalized reduced gradient method: a reliable tool for optimal design. / Gabriel G. A., Ragsdell K.M. – ASME J. Engin. Ind., Series B. – Vol.99, No.2. – 1977. – 394-400 pp.

85. Farkas J. Optimum design of metal structures / Farkas J. – Akademiai KIADO, Budapest. – 1984.
86. Venkayya V. B. Design of optimum structures / Venkayya V. B. – Comput. Struct. – №1. – 1971. – 265-309 pp.
87. Isenberg J. Optimal design of steel frame structures / Isenberg J., Pereyra V., Lawver D. – Appl. Numer Math. – №40. – 2002. – 59-77 pp.
88. Arora J. S. Efficient optimal design of structures by generalized steepest descent programming / Arora J. S., Haug E. J. – Int. J. Numer Methods Eng. – №10. – 1985. – 747-766, 1420-1426 pp.
89. Allwood R. J. Minimum-weight design of trusses by an optimality criteria method / Allwood R. J., Chung Y. S. – Int. J. Numer Methods Eng. – №20. – 1984. – 697-713 pp.
90. Makris P. Weight minimization of displacement-constrained truss structure using a strain energy criterion / Makris P., Provatidis C. – Comput. Methods Appl. Mech. Eng. – №191. – 2002. – 2159-2177 pp.
91. Novacovic B. N. On the optimal shape of a compressed column subjected to restrictions on the cross-sectional area / Novacovic B. N., Atanackovic T. M. – Struct. Multidisc. Optim. – 2010.
92. Plaunt R. H. Optimal design of cantilevered elastica for minimum tip deflection under self-weight / Plaunt R. H., Virgin L. H. – Struct. Multidisc. Optim. – 2010.
93. Linaard E. Optimization formulations for the maximum nonlinear buckling load of composite structures / Lindgaard E., Lund E. – Struct. Multidisc. Optim. – 2010.
94. Mijailovic R. Optimum design of lattice-columns for buckling / Mijailovic R. – Struct. Multidisc. Optim. – 2010.
95. Wei L. Truss optimization on shape and sizing with frequency constraints based on parallel genetic algorithm / Wei L., Tang T., Xie X., Shen W. – Struct. Multidisc. Optim. – 2009.
96. Chung T. T. Weight optimization for flexural reinforced concrete beams with static nonlinear response / Chung T. T., Sun T. C. – Struct. Optim. – №8. – 1994. – 174 – 180 pp.
97. Makris P. A. Size optimization of two-dimensional T-shaped frames using a virtual energy method / Makris P. A., Provatidis C. G., Rellakis D. A., Venetsanos D. T. – Proceedings of the 5th World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization, Lido di Jesolo, Italy, 19-23 May. – 2003. – 387-389 pp.
98. Galante M. Genetic algorithms as an approach to optimize realworld trusses / Galante M. – Int. J. Numer Methods Eng. – №39. – 1996. – 361-382 pp.
99. Makris P. A. Discrete variable optimization of frame using a strain criterion / Makris P. A., Provatidis C. G., Rellakis D. A. – Struct. Multidisc. Optim. – 2006. – №31. – 410 – 417 pp.
100. Blasques J. P. Maximum stiffness and minimum weight optimization of laminated composite beams using continuous fiber angles / Blasques J. P., Stolpe M. – Struct. Multidisc. Optim. – 2010.
101. Meske R. A new optimality criteria method for shape optimization of natural frequency problems / Meske R., Lauber B., Shnack E. – Struct. Multidisc. Optim. –

2006. - №31. – 295 – 310 pp.
102. Prendes-Gero M. B. Micro-scale truss optimization using genetic algorithm / Prendes-Gero M. B., Drouet J.-M. – Struct. Multidisc. Optim. – 2010.
 103. Ghasemi M. R. Optimization of trusses using genetic algorithms for discrete and continuous variables / Ghasemi M. R., Hinton E., Wood R. D. – Eng. Comput. – №16(3). – 1999. – 272-301 pp.
 104. Choi K. K. Structural sensitivity analysis and optimization 2: nonlinear systems and applications / Choi K. K., Kim N. H. – Springer. – 2005. – 772 pp.
 105. Arora J. S. A design sensitivity analysis principle and its implementation into ADINA / Arora J. S., Cardoso J. B. – Comput. & Struct. – №32. – 1989. – 691 – 705 pp.
 106. Haftka R. T. First- and second-order sensitivity analysis of linear and nonlinear structures / Haftka R. T., Mroz Z. – AIAA J. – №24. – 1986. – 1187-1192 pp.
 107. Kumar V. Finite element design sensitivity analysis and its integration with numerical optimization techniques for structure design / Kumar V., Lee S. J., German M. D. – Comp. & Struct. – №32. – 838-897 pp.
 108. Ryu Y. S. Structure design sensitivity analysis of nonlinear response / Ryu Y. S., Harrian M., Wu C. C., Arora J. S. – Comp. & Struct. – №21. – 245-255 pp.
 109. Соломонов С. А. Путевые машины / Соломонов С. А., Попович М. В. И др. – Желдориздат. – 2000. – 756 с.
 110. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов: том I / Тимошенко С. П. – М. Наука, 1965. – 363 с.
 111. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов: том II / Тимошенко С. П. – М. Наука, 1965. – 480 с.
 112. Система испытаний подвижного состава. Организация и порядок проведения приёмочных и сертификационных испытаний тягового подвижного состава: ОСТ 32.53-96. – М.: ВНИИЖТ МПС РФ, 1996.
 113. Машины путевые. Нормы и требования безопасности, эргономики, санитарно-гигиенические и природоохранные. Основные положения: РД 32.65 -96. – М.: ВНИИЖТ МПС РФ, 1996.
 114. Нормы прочности металлоконструкций путевых машин: ОСТ 32.62-96. – М.: ВНИИЖТ МПС РФ. – 1996.

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Головний інженер Головного управління
колійного господарства «Укрзалізниця»

В. А. Яковлев

2011 р.



АКТ

використання результатів дисертаційної роботи **Б. М. Товта**
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дійсний акт складено про те, що при виконанні Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу (ГНДЛ ДМРС) Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна (ДНУ) науково-дослідних робіт за темами: **«Комплексні приймальні випробування рейкозварювальної колійної машини КРС-1»** (договір № 91.310) і **«Комплексні приймальні випробування планувальника баластної призми СПЗ-5/UA»** (договір № 91.314) використані наступні розробки і результати:

- дослідження напружено-деформованого стану несучих елементів конструкцій кузовів рейкозварювальної колійної машини КРС-1 і планувальника баластної призми СПЗ-5/UA аналітичним і експериментальним шляхом;
- процедура чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин;
- раціональні проекти несучих конструкцій кузовів рейкозварювальної колійної машини КРС-1 і планувальника баластної призми СПЗ-5/UA, які отримані за допомогою процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин, виконані Б. М. Товтом у його дисертаційній роботі на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Провідний науковий співробітник
ГНДЛ ДМРС ДНУ, к.т.н., доцент



М. П. Островерхов

ДОДАТОК Б

ЗАТВЕРДЖУЮ:

В. о. голови правління ВАТ «КЗЕЗО»

В. І. Окул

12 2011 р.



АКТ

використання результатів дисертаційної роботи **Б. М. Товта**
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дійсний акт складено про те, що при виконанні Галузевою науково-дослідною лабораторією динаміки та міцності рухомого складу (ГНДЛ ДМРС) Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. ак. В. Лазаряна (ДПТ) науково-дослідних робіт за темами: **«Комплексні приймальні випробування рейкозварювальної колійної машини КРС-1»** (договір № 91.310) і **«Комплексні приймальні випробування планувальника баластної призми СПЗ-5/UA»** (договір № 91.314) використані наступні розробки і результати:

- дослідження напружено-деформованого стану несучих елементів конструкцій кузовів рейкозварювальної колійної машини КРС-1 і планувальника баластної призми СПЗ-5/UA аналітичним і експериментальним шляхом;
- процедура чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин;
- раціональні проекти несучих конструкцій кузовів рейкозварювальної колійної машини КРС-1 і планувальника баластної призми СПЗ-5/UA, які отримані за допомогою процедури чисельної оптимізації несучих конструкцій колійних машин, виконані Б. М. Товтом у його дисертаційній роботі на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Провідний науковий співробітник
ГНДЛ ДМРС ДПТУ, к.т.н., доцент



М. П. Островерхов