МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет "***Транспортна інженерія***"

Кафедра "***Локомотиви***"

"ДО ЗАХИСТУ"

Зав.кафедрою _____ Борис БОДНАР

"17" 01 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи ***магістра***

на тему: **" ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ "**

за освітньою програмою: ***"Локомотиви та локомотивне господарство"***
зі спеціальності ***273 "Залізничний транспорт"***
галузі знань ***27 "Транспорт"***

Виконав: студент групи ***ЛГ2221***

_____ Кирилл ГРЕНБАЛ

Керівник _____ Володимир СЕРДЮК

Нормоконтролер _____ Людмила КОЛОДІЙ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Дніпро, 2024

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE

UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty "***Transport engineering"***

Department "***Locomotives"***

Explanatory Note
to Master's Thesis

master

on the topic: "IMPROVING THE RELIABILITY OF THE IMPORTANT TRANSMISSION OF LOCOMOTIVES ***"***

according to educational curriculum: ***"Locomotives and Locomotive Economy"***
in the Speciality ***273 "Railway transport"***
Branch of knowledge ***27 "Transport"***

Done by the student of the group *LG2221*:

Kyrylo HRENBAL

Scientific Supervisor: Volodymyr SERDYUK

Normative controller: Lyudmila KOLODII

Dnipro, 2023

ЗМІСТ

1 АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЕЛЕКТРОВОЗА 6
1.1 Гальмівна важільна передача 6
1.2 Конструкція ГВП 8
1.3 Гальмівний циліндр 9
1.4 Вихідні дані для розрахунку гальмівної важільної передачі 12
2 АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ 19
ЕЛЕКТРОВОЗА 19
3 РОЗРАХУНОК СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ГАЛЬМОВУ ВАЖІЛЬНУ ПЕРЕДАЧУ 24
4 МІЦНІСТНИЙ РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ . 30
4.1 Вихідні дані для побудови гальмівної важільної передачі 30
4.2 Статичний розрахунок гальмівної важільної передачі з циліндром 36
4.3 Динамічний розрахунок гальмівної важільної передачі 44
5 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГАЛЬМОВОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ 49
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДЕРНІЗАЦІЇ 58
6.1 Економічні показники виробництва і монтажу "старої" гальмівної важільної передачі 59
6.2 Економічні показники модернізованої гальмівної важільної передачі 65
ВИСНОВКИ 69
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 71

1 АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЕЛЕКТРОВОЗА

1.1 Гальмівна важільна передача

Для того щоб визначити значення гальмівної важільної передачі (ГВП) в експлуатації всього локомотива, в цьому пункті буде проведено аналіз досліджуваного вузла. Перед виконанням розрахунку на міцність так само необхідно виявити роль елементів ГВП.

Важільна гальмівна система служить для реалізації гальмівних зусиль, забезпечення безпеки руху та повної зупинки локомотива.

Для передачі зусилля від гальмівного циліндра до гальмівних колодок використовується механічна система важелів, тяг тощо, від стану якої багато в чому залежить робота гальма рухомого складу, а отже, і забезпечення безпеки руху. Основні технічні характеристики гальмівної важільної передачі наведено в таблиці 1.1.

Важільна гальмівна система виконана на два передавальних відношення з урахуванням можливості застосування чавунних або композиційних колодок. Передача зусиль від гальмівних циліндрів або від приводу ручного гальма до гальмівних колодок здійснюється важільною гальмівною системою з двостороннім натисканням колодок на кожне колесо.

Привід ручного гальма складається з колонки, встановленої в машинному відділенні локомотива, ланцюга, напрямних роликів, балансира і тяг, укріплених під рамою кузова і з’єднаних із важелями гальмівної системи.

Механічна частина гальма об'єднує гальмівну важільну передачу, автоматичний регулятор гальмівної важільної передачі і фрикційні елементи гальма (гальмівні колодки і накладки). Гальмівна важільна передача являє собою системи важелів і їхніх затягувань, тяг, тріангелів або траверс, що передають на фрикційні елементи гальма зусилля, яке розвиває поршень гальмівного циліндра або привід ручного гальма, із заданим збільшенням і деякою втратою цього зусилля через тертя в шарнірних з'єднаннях гальмівної важільної передачі.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики гальмівної важільної передачі

Параметр	Значення параметру	
	при чавунних колодках	при композиційних колодках
Робочий тиск у гальмівних циліндрах, кг/см^2	3,8	3,8
Натискання гальмівних колодок на одну колісну пару, Н	167032	59736
Гальмівний коефіцієнт	0,726	0,26
Дійсне питоме натискання гальмівних колодок на бандаж, кг/см^2	9,84	4,1
Передавальне число	2,88	1,03
Діаметр гальмівного циліндра, мм	25,4	25,4
Установчий вихід штока, мм	100–120	60–80
Найбільший вихід штока в експлуатації, мм	180	120
Найменша товщина колодок в експлуатації, мм	15	15
Зазор між валиками і втулками не більше, мм	1,5	3,0

Нині до механічної частини гальмів висувається ціла низка вимог, зокрема такі як:

– важільна передача повинна забезпечувати рівномірний розподіл зусиль по всіх гальмівних колодках або накладках;

– величина зусилля практично не повинна залежати від кутів нахилу вертикальних і горизонтальних важелів, виходу штока поршня гальмівного циліндра і зносу гальмівних колодок або накладок у межах установлених експлуатаційних нормативів;

– при відпущеному гальмі колодки повинні рівномірно відходити від поверхні катання колеса;

– важільна передача має бути оснащена автоматичним регулятором, що підтримує зазор між гальмівними колодками та поверхнею кочення коліс у заданих межах незалежно від їхнього зносу.

1.2 Конструкція ГВП

На візку електровоза встановлено два гальмівні циліндри діаметром 350 мм (14″), кожний з яких діє на чотири гребньові колодки, що представлено на рис. 1.1 [1]. Гальмівні циліндри 6 з вільним штоком прикріплені чотирма болтами М16 до спеціального кронштейна, який приварено на шкворневому брусі рами візка.

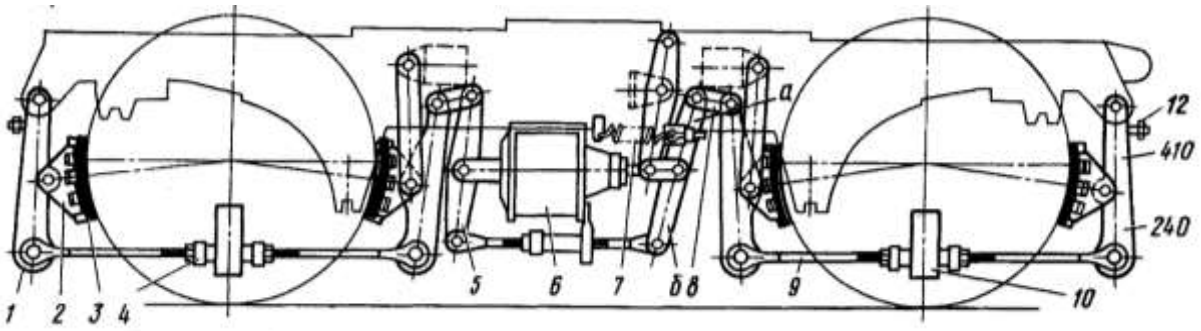

Рисунок 1.1 – Гальмівна важільна передача електровоза

Гальмівні колодки 3 чеками прикріплені до черевиків 2, які з'єднані з підвісками 1. Підвіски шарнірно закріплені до кронштейнів, приварених на кінцевих брусах рами візка або до кронштейнів, приварених на боковинах рами візка. Через фігурні вирізи в нижній частині підвісок проходять поперечки, попарно пов'язані з правого і лівого зовнішніх боків кожної колісної пари тягами. Балансири 5 внизу з'єднані тягами постійної довжини. Нижні отвори в балансирах передбачені для перестановки тяги при обладнанні гальмівної системи регуляторами виходу штока.

Отвори А і Б передбачені для перестановки валиків 13 у разі обладнання гальмівної системи композиційними колодками. Поперечини і тяги застраховані від падіння на колію в разі їх обриву тросами, закріпленими у верхній частині на кронштейнах рами візка і гальмівному циліндрі. Троси встановлюють із прогином, щоб їхня довжина була на 15-20 мм більшою за розмір між опорними точками кріплення.

Вихід штока гальмівних циліндрів і зазори між бандажами та колодками регулюють зміною довжини тяг обертанням гвинта. У міру зносу бандажів переставляють валики в наступні отвори тяги. Рівність зазорів між колодками з боків колеса досягається обертанням регулювального болта. Зазори по кінцях кожної колодки і бандажем слід регулювати розворотом колодок на валиках за допомогою пружин і

наполегливих болтів. У остаточно відрегульованій гальмівній системі гвинти тяг мають бути застопорені від поворотів контргайками, а балансир верхнім кінцем повинен упиратися в головку болта. При цьому необхідно мати на увазі, що упорним болтом 12 слід користуватися тільки під час заміни чавунних колодок на композиційні.

Основою надійної та безпечної роботи гальмівної системи є правильне і своєчасне її регулювання, догляд за станом перед кожним виходом електровоза з депо, регулярна заміна зношених і пошкоджених деталей. Схему гальмівної важільної передачі електровоза представлено на рис. 1.2 [1].

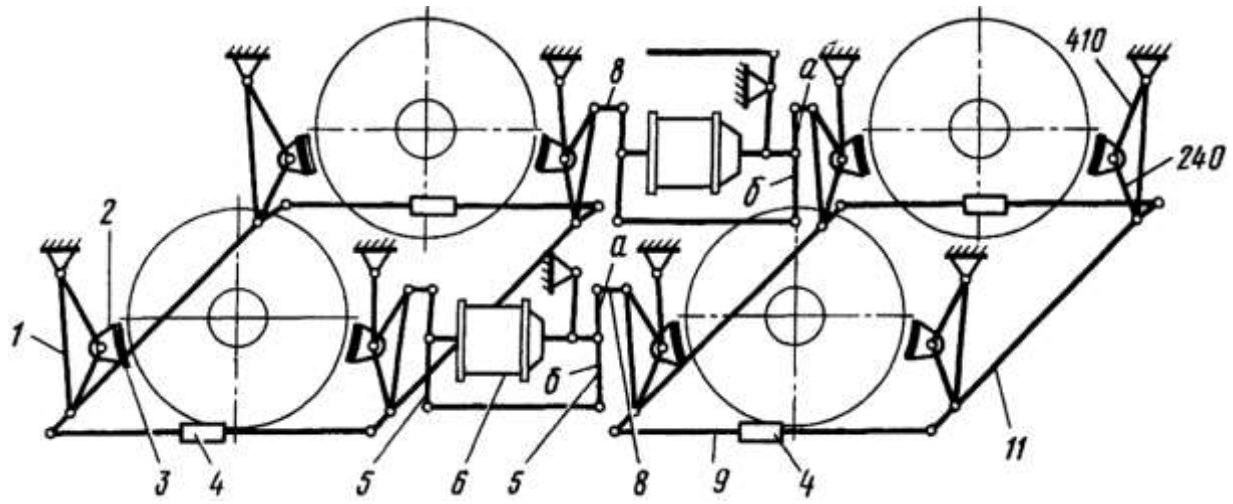

Рисунок 1.2 – Схема гальмівної важільної передачі електровоза:

1 – підвіска; 2 – башмак; 3 – гальмівна колодка; 4 – регулювальна муфта; 5 – головні балансири; 6 – гальмівний циліндр; 7 – відпускна пружина; 8 – з'єднувальна сережка; 9 – тяга; 10 – запобіжна скоба; 11 – гальмівна балка; 12 – болт для регулювання зазору між колодкою та колесом.

1.3 Гальмівний циліндр

Гальмівні циліндри служать для передачі через поршень і шток зусилля від тиску стисненого повітря на гальмівну важільну передачу.

Гальмівний циліндр складається з корпусу 9 (рис. 1.3), закритого двома кришками: передньою – направляючою 5 і задньою – робочою 12. Кришки укріплені

болтами [1]. Всередині циліндра розташований поршень 1, який віджимається в крайнє положення відпускною пружиною 8. Шток 3 вільно вставлений у направляючу трубу 4, що проходить через отвір у направляючій кришці 5.

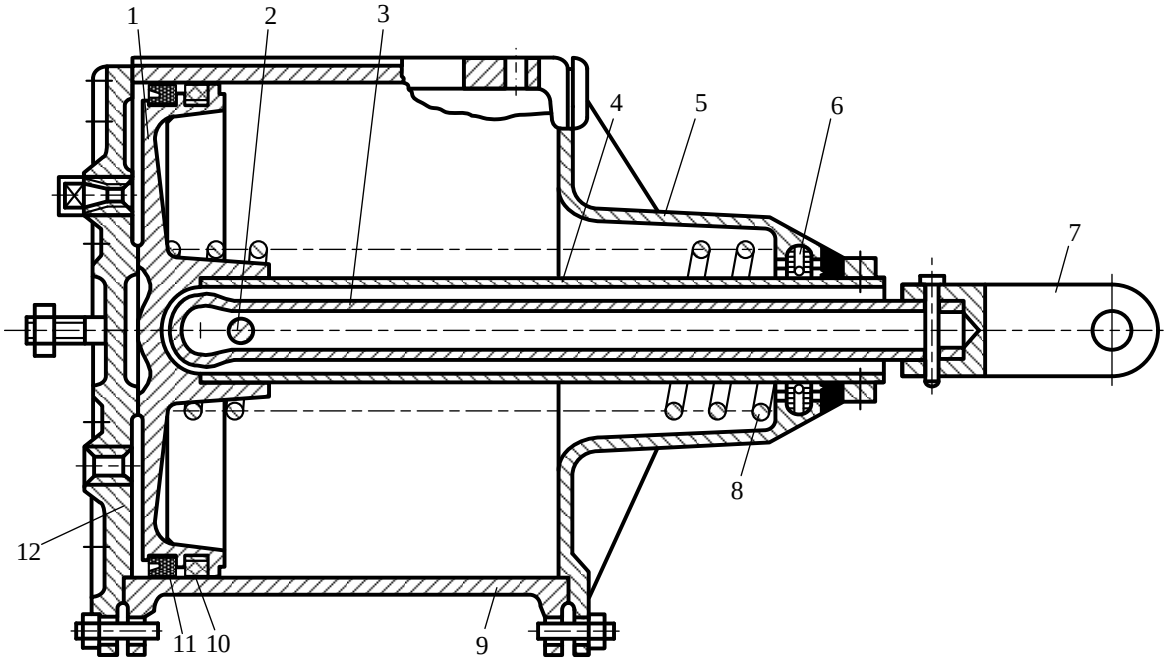

Рисунок 1.3 – Гальмівний циліндр:

1 – поршень; 2 – палець; 3 – шток; 4 – напрямна труба; 5 – передня кришка; 6 – сітчастий фільтр; 7 – голівка поршня; 8 – відпускна пружина; 9 – корпус; 10 – розрізне кільце; 11 – гумовий комір; 12 – задня робоча кришка

Сферичною головкою шток 3 вільно впирається в сферичну виїмку поршня 1, а іншим кінцем з'єднується з важільною передачею за допомогою головки 7. Для щільного прилягання поршня до поверхні циліндра і щоб уникнути перетікання повітря застосовується гумовий комір 1. Відворот коміра спрямовується в бік задньої кришки і притискається до стінок циліндра пружним розрізним кільцем 10. Комір 11 кріпиться до диска поршня 1 шайбою і шпильками. На задній кришці 12 є два отвори з різьбленням для приєднання трубопроводу, що підводить, і встановлення манометра під час випробування гальмівного циліндра; цей отвір зазвичай заглушено гвинтовою пробкою.

Під час гальмування простір між задньою робочою кришкою 12 і поршнем заповнюється стисненим повітрям, поршень переміщається в бік напрямної кришки і за допомогою штока та системи важелів передає натискання на гальмівні колодки. Простір із правого боку поршня постійно сполучається з атмосферою.

У положенні відпуску порожнини по праву і ліву сторону поршня сполучені невеликою поздовжньою канавкою на поверхні циліндра (біля задньої кришки). Канавка служить для того, щоб у разі випадкового пропуску повітря розподільником не відбувалося мимовільного гальмування.

У разі значного надходження повітря в гальмівний циліндр, що відбувається під час гальмування, поршень просувається за кінець канавки, внаслідок чого вихід повітря припиняється.

Поршні гальмівних циліндрів переміщаються на початку гальмування за тиску 0,01–0,03 МПа, наприкінці (перед упором у передню кришку) – за 0,03–0,06 МПа. Зворотне переміщення від передньої кришки в процесі відпуску починається за тиску 0,02–0,04 МПа і закінчується за 0,01–0,025 МПа. У гальмівних циліндрах є канавка для видалення вологи з боку неробочої порожнини між передньою кришкою і корпусом.

Важливим показником стану гальмів і якості регулювання важільної передачі є вихід штока гальмівного циліндра. Якщо він перевищує встановлену норму, подовжується гальмівний шлях поїзда внаслідок зменшення тиску повітря в циліндрах і збільшення часу їх наповнення. Збільшений вихід штока пов'язаний зазвичай із неправильним положенням важелів гальмівної важільної передачі, що також може негативно позначитися на ефективності гальмування.

Вихід штока ГЦ є важливим експлуатаційним показником стану гальмів. Для кожного типу рухомого складу норми верхньої і нижньої меж виходу штока, а також величина максимально допустимого виходу штока ГЦ в експлуатації встановлюються спеціальними інструкціями АТ «Укрзалізниця». У разі збільшеного виходу штока збільшується робочий об'єм ГЦ і, отже, зменшується тиск у ГЦ і сповільнюється його наповнення, що в кінцевому підсумку веде до зниження ефективності гальмів. За малого виходу штока можливе заклинювання колісних пар через підвищення тиску в ГЦ, а в зимовий час і через примерзання колодок до коліс після стоянки внаслідок зменшення відстані між колодкою та колесом.

1.4 Вихідні дані для розрахунку гальмівної важільної передачі

Для виконання розрахунку на міцність за вихідні дані будуть узяті розміри гальмівної важільної передачі, представлені на рис. 1.4–1.18.

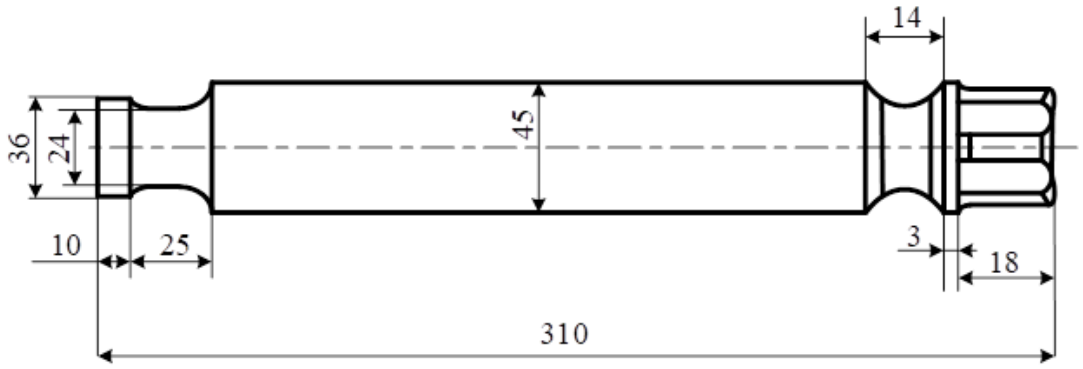

Рисунок 1.4 – Гвинт

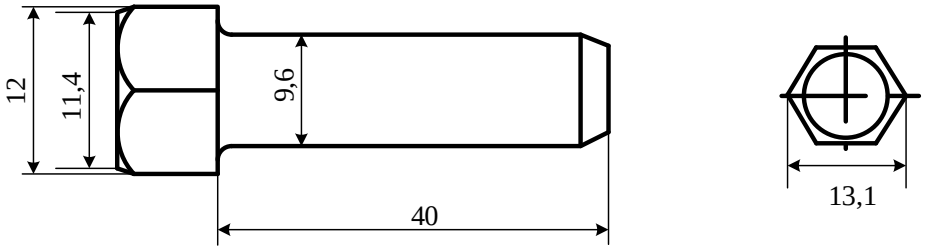

Рисунок 1.5 – Регулювальний болт М8

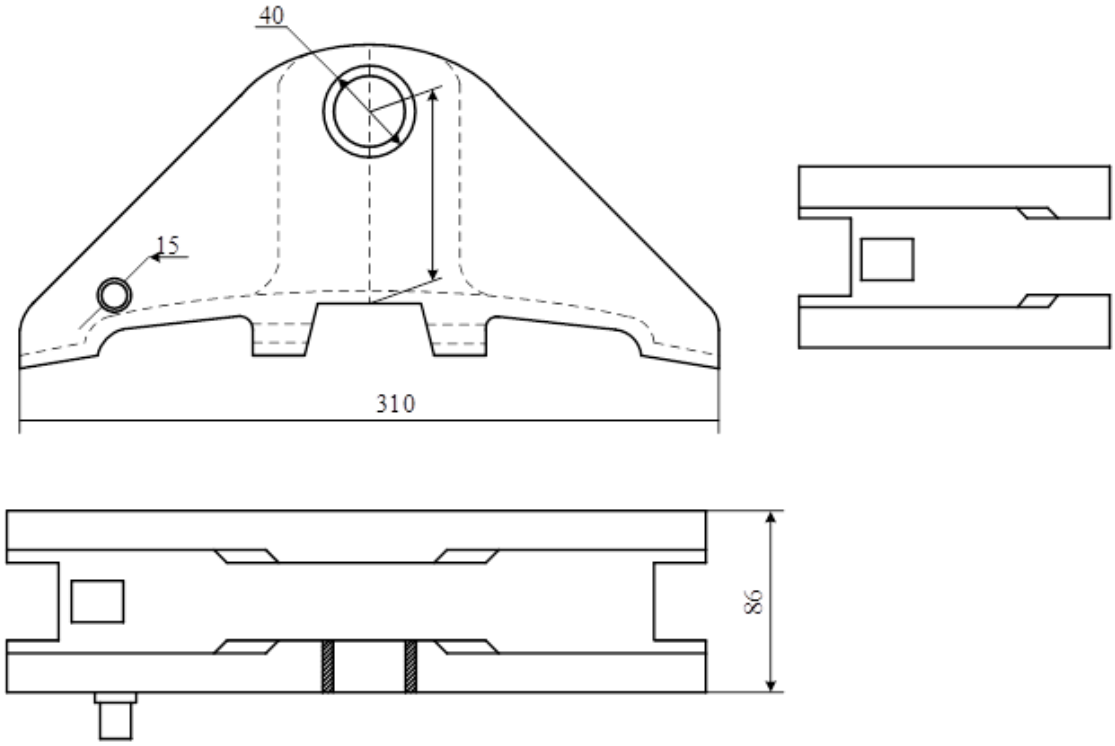

Рисунок 1.6 – Черевик

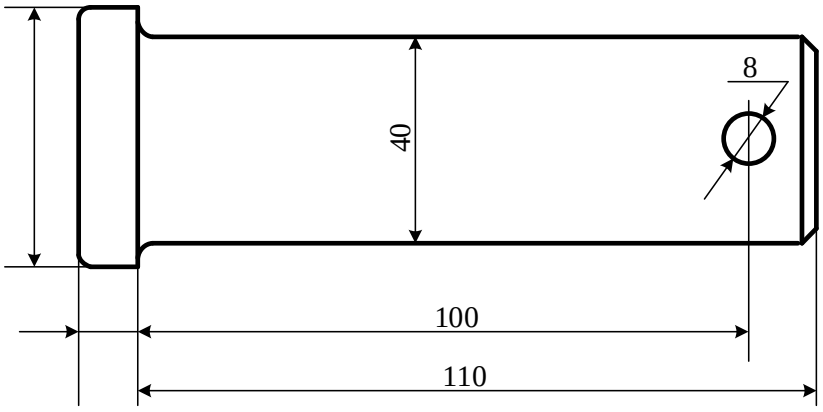

Рисунок 1.7 – Втулка

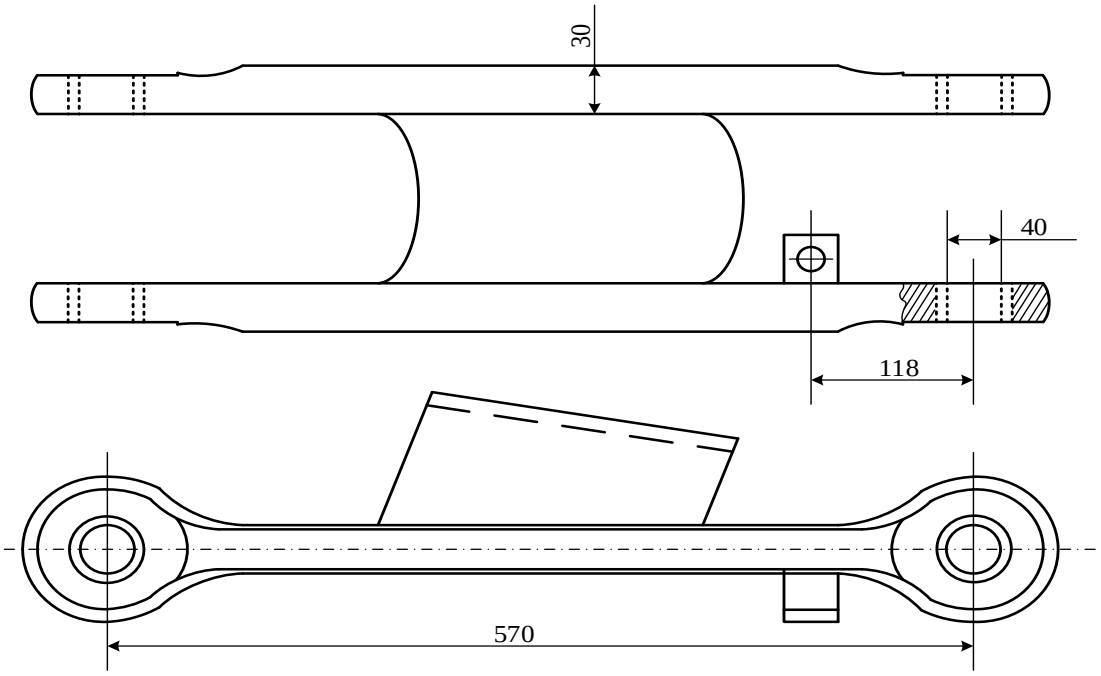

Рисунок 1.8 – Подвійна тяга

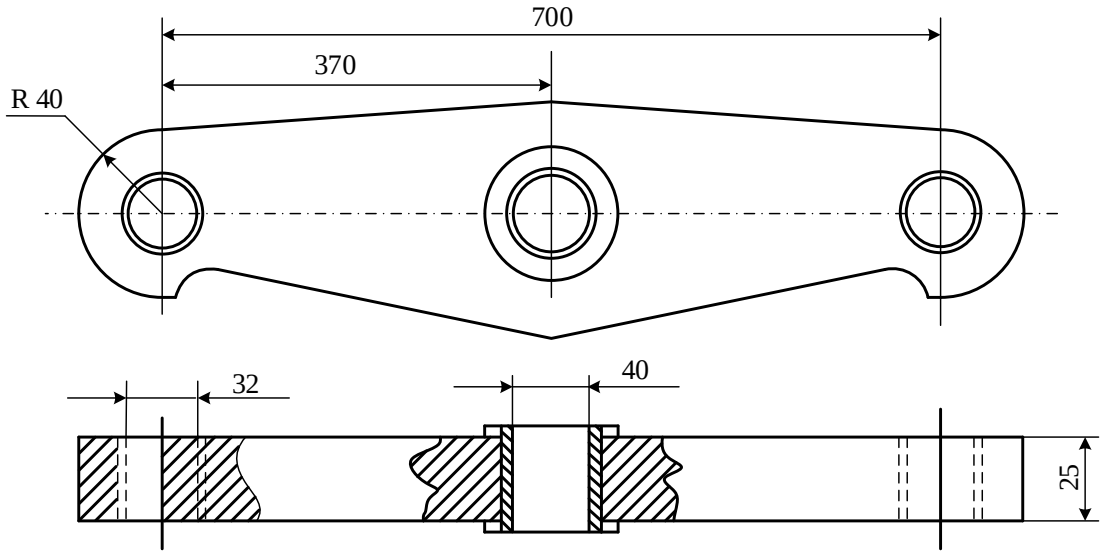

Рисунок 1.9 – Балансир

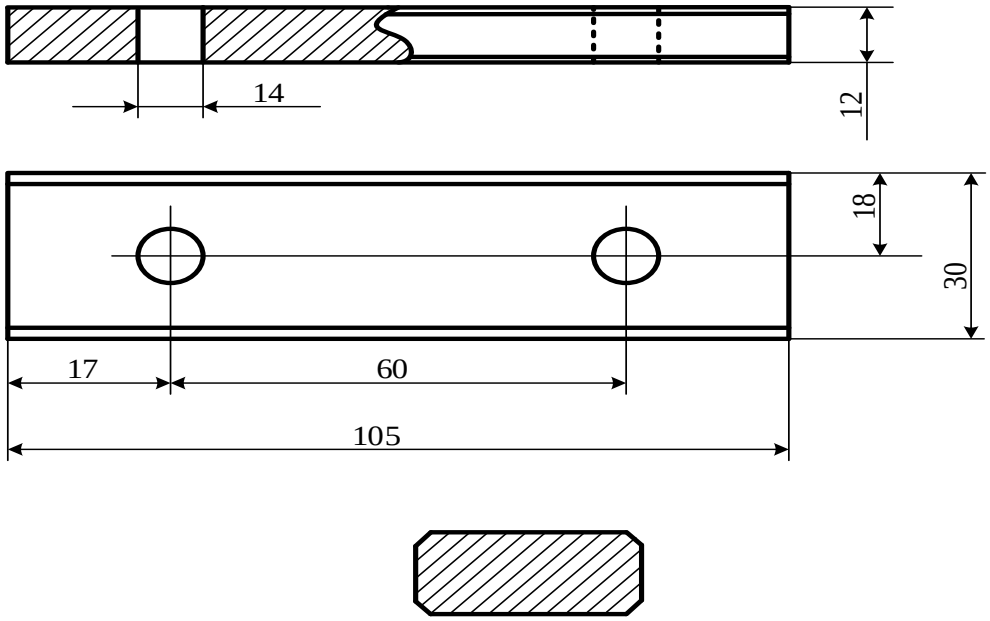

Рисунок 1.10 – Планка

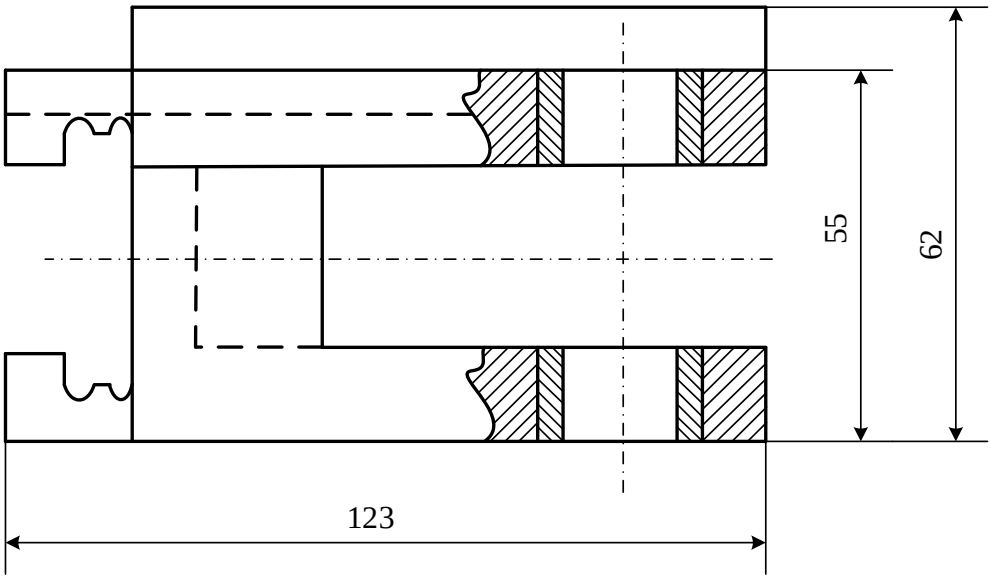

Рисунок 1.11 – Камінь

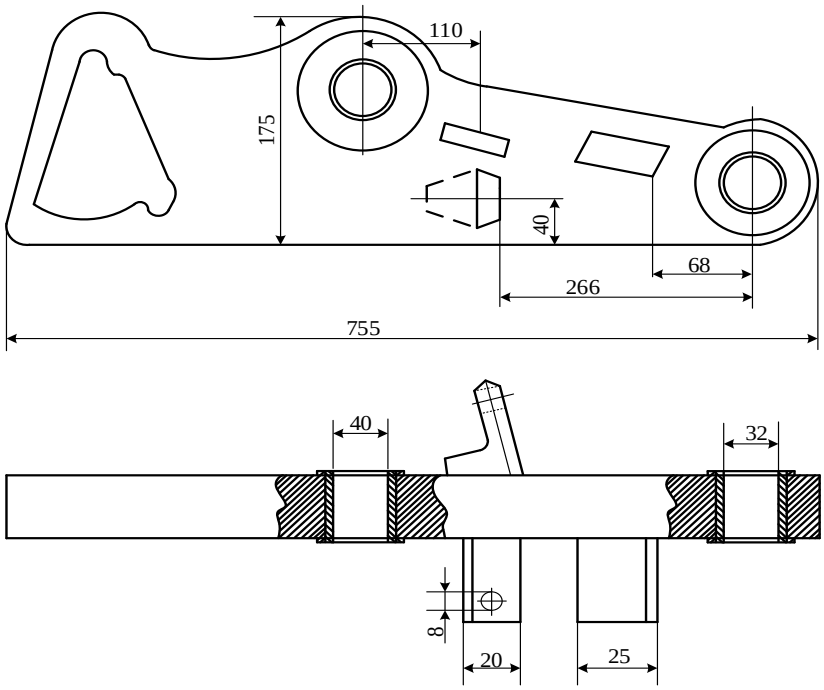

Рисунок 1.12 – Підвіска

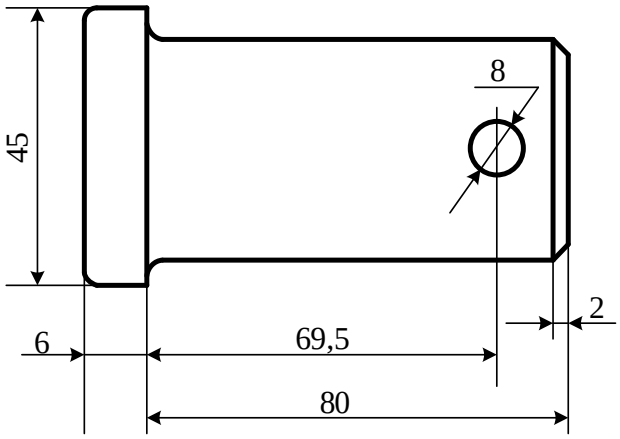

Рисунок 1.13 – Втулка

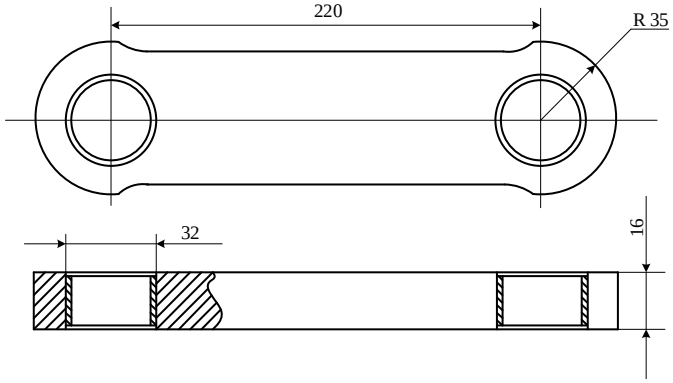

Рисунок 1.14 – Планка

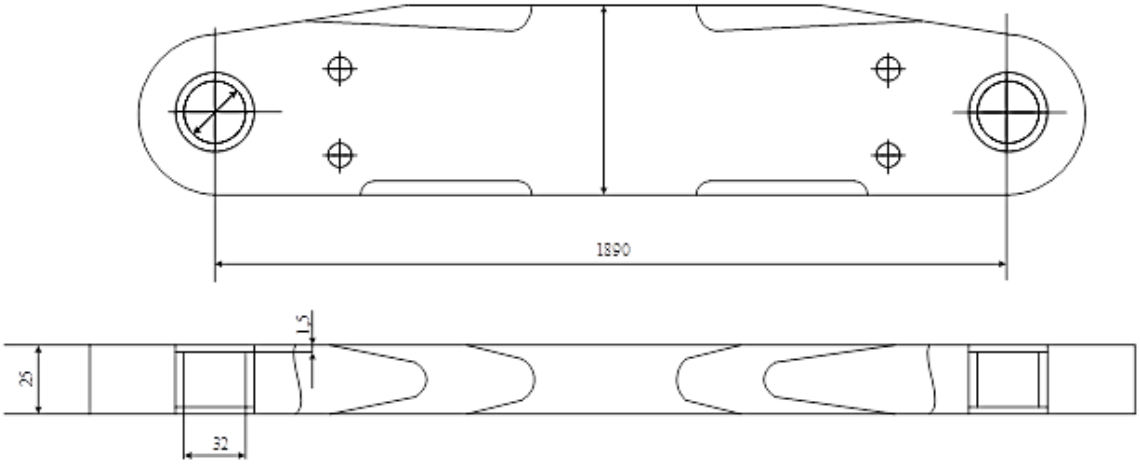

Рисунок 1.15 – Поперечина

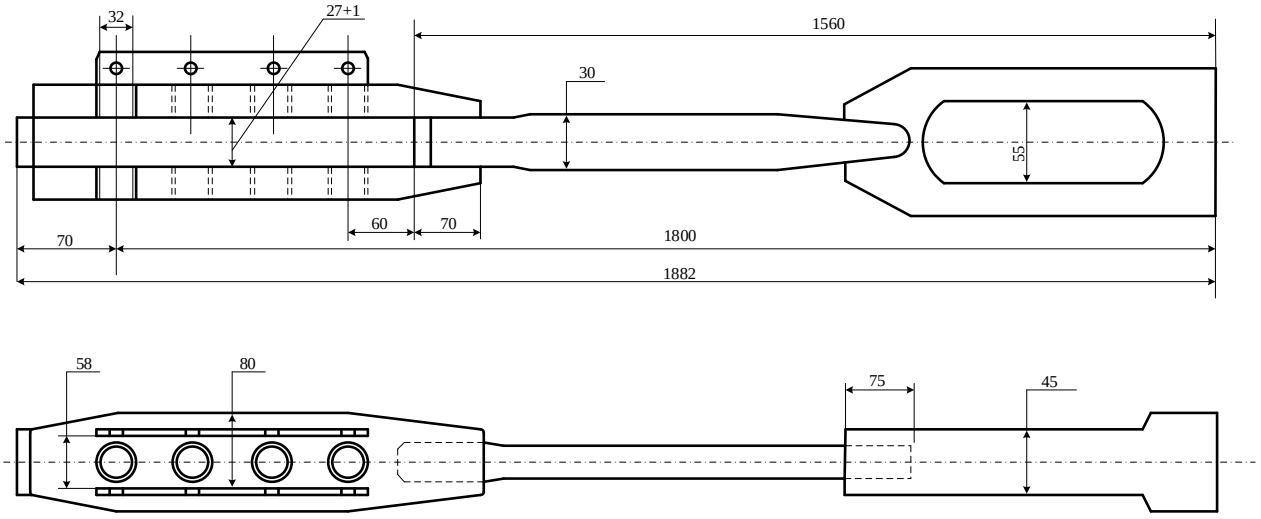

Рисунок 1.16 – Тяга

Таким чином можна зробити висновок, що ГВП відповідальний вузол, призначений для здійснення гальмівного впливу на обід колеса, внаслідок цього в елементах з'являються різні зусилля. Ці зусилля необхідні для виконання розрахунку на міцність. Так само за вихідні дані будуть узяті геометричні параметри всіх елементів, наведених на рисунках вище.

2 АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЕЛЕКТРОВОЗА

Для того щоб підтвердити необхідність у модернізації гальмівної важільної передачі з циліндром, слід провести аналіз відмов цього об'єкта. У локомотивному депо Н із січня 2022 року було зареєстровано 36 випадків непланового ремонту ГВП з непродуктивним простоєм локомотивів 146,21 години. Характер несправності гальмівної важільної передачі і причини непланового ремонту наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Випадки непланового ремонту за 2022 рік

Місяць	Характер несправності	Причина несправності	Простій локомотива, год
1	2	3	4
Лютий	несправності кнопки відпуску гальм кабіни 2	неякісне ТО-2	0:20
Лютий	повзуни колісних пар	порушення гальмівної важільної передачі	0:50
Березень	ГВП	порушення технології ремонту	9:18
Березень	несправність гальмівного циліндра	порушення технології ремонту	4:22
Березень	секція "Б" 3 КП обірвана важільна передача	несправною гальмівною важільною передачею 2-ї колісної пари сторона (А) секції "Б" через незакріплену поздовжню регульовану тягу, зважаючи на відсутність деталей кріплення	6:36
Квітень	немає відпуску гальмівних циліндрів	неякісне ТО-2	3:05
Квітень	іскріння гальмівної колодки	порушення регулювання гальмівної важільної передачі	0:40
Травень	ГЦ	порушення технології ремонту	3:47
Червень	бовтається тяга	злам болта похилої тяги сек. № 1 на електровозі	2:09

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4
Червень	немає відпуску гальм першого візка	неякісний ПР-1	14:36
Червень	розбитий шарнір похилої тяги	розбитий шарнір похилої тяги	1:46
Серпень	приварювання гальмівних колодок до гальмівних черевиків	неякісне ТО-2	8:25
Вересень	несправність ГЦ секц. 1	злам болта кронштейна балансира гальмівної важільної передачі до кришки гальмівного циліндра сек. №1, 1-й візок, з правого боку	6:13
Жовтень	тріщина в тязі ГВП КП № 7	втома металу	2:37
Жовтень	знос манжети в гальмівному циліндрі	знос матеріалу	2:50
Жовтень	несправність штока гальмівного циліндра 4 колісної пари	неякісний ПР-1	2:48
Листопад	витік повітря трубопроводом гальмівних циліндрів	неякісне ТО-2	3:52
Листопад	після ступеня гальмування немає наповнення ГЦ	несправність головної частини повітророзподільника усл.№483 сек.№1.	0:34
Листопад	сек. №1 електровоза 2ЭС5К № 55	несправність головної частини повітророзподільника усл. № 483 сек. № 1.	0:34
Грудень	переморожений трубопровід гальмівних циліндрів	неякісне ТО-2	6:21
Грудень	падіння тиску в гальмівній магістралі, горить лампа ДМ	неякісне ТО-2	2:29
Січень	руйнування черевиків гальмівної колодки на 5,6,8 КП	неякісне обслуговування механічного обладнання	22:38
Січень	немає поповнення ГЦ сек. № 2	неякісне обслуговування гальмівного обладнання	15:24
Січень	заморожені змійовики секцій № 1	неякісне ТО-2	6:21

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4
Січень	заморожені крани продувки ГР	неякісне ТО-2	12:37
Січень	тріщина по зварному шву напірної магістралі секції 1	неякісне ТО-2	2:32

За цією таблицею можна відмітити, що непланових ремонтів через злам гальмівної важільної передачі з гальмівним циліндром зареєстровано 26 випадків. Загальний час непродуктивного простою локомотивів становить 146,21 години.

За даними таблиці 2.1 на рисунку 2.1 представлено діаграму відмов гальмівної важільної передачі щодо всіх механічних несправностей за 2021 рік у відсотках.

Рисунок 2.1 – Відмови гальмівної важільної передачі з циліндром за 2021 рік

З рисунків видно, що кількість відмов гальмівної важільної передачі становить 11,45% від усіх поломок механічного обладнання. Таким чином, модернізуючи гальмівну важільну передачу з циліндром, можна домогтися скорочення непланових ремонтів на 11,45%, а також зменшити простій локомотива понад 146,21 години.

У таблиці 2.2 представлено випадки непланового ремонту гальмівної важільної передачі з гальмівним циліндром за перший квартал 2022 року з 1 січня до 13 квітня.

Таблиця 2.2 – Випадки непланового ремонту гальмівної важільної передачі за I квартал 2022 року

Місяць	Характер несправності	Причина несправності	Простій локомотива, год.
Січень	перетирання трубопроводу на ГЦ під кузовом електровоза	не якісний монтаж трубопроводу під час проведення ПР	1:10
Лютий	під час обслуговування ТО-2 виявлено тріщину кронштейна кріплення вертикальної тяги ГВП між 3-ю і 4-ю КП	тріщина кронштейна кріплення	0:45
Лютий	гальмівний циліндр	порушення технології ремонту	3:47
Лютий	зміна 10 гальмівних колодок	неякісне ТО-2	12:49
Лютий	несправність ГЦ сек.2	злам болта кронштейна балансира гальмівної важільної передачі до кришки гальмівного циліндра сек.№2 2-й візок, з правого боку	6:13
Березень	несправність штока гальмівного циліндра 4 колісної пари	неякісний ПР-1	2:12
Березень	зміна гальмівних колодок	неякісне ТО-2	2:15
Квітень	зміна гальмівних колодок	неякісне ТО-2	4:42
Квітень	тріщина в тязі ГВП КП №7	втома металу	2:37

За перший квартал 2022 року з 1 січня по 13 квітня зареєстровано 10 випадків несправності гальмівної важільної передачі з циліндром. Загальний невиробничий простій локомотивів склав 36,56 години. На рис. 2.2 зображено діаграму відмов гальмівної важільної передачі з циліндром відносно всіх механічних несправностей за перший квартал 2022 року.

Рисунок 2.2. – Відмови гальмівної важільної передачі з циліндром за перший квартал 2022 року

Таким чином, у локомотивному депо Н за 2022 рік кількість відмов гальмівної важільної передачі з циліндром склала 14,7% від механічних несправностей.

За цим аналізом випливає, що модернізація гальмівної важільної передачі з циліндром доцільна.

3 РОЗРАХУНОК СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ГАЛЬМОВУ ВАЖІЛЬНУ ПЕРЕДАЧУ

Для того щоб зробити розрахунок на міцність гальмівної важільної передачі, необхідно визначити сили, що діють на групи важелів під час гальмування. Графік залежності величини ходу поршня від тиску повітря в ГЦ представлено на рис. 3.1.

У процесі гальмування електровоза поршень ГЦ під впливом стисненого повітря, що надходить, здійснює вільний і додатковий хід. Вільний хід поршня циліндра є величиною, яку проходить поршень за час від початку свого руху до прилягання колодок до коліс. Поршень починає переміщатися, долаючи зусилля відпускної пружини ГЦ, коли тиск у ньому буде близько 0,015–0,02 МПа. За тиску в циліндрі 0,03–0,04 МПа всі колодки прилягатимуть до коліс. Величина вільного ходу поршня ГЦ під час гальмування визначається необхідністю мати встановлений зазор між колодками і колесами за відпущеного стану гальма вагона. Наявність таких зазорів дає можливість виключити або звести до мінімального додатковий опір у поїзді, що рухається, від зіткнення гальмівних колодок з колесами. Після прилягання гальмівних колодок до коліс при подальшому наростанні тиску в ГЦ поршень продовжує рухатися далі до кінця гальмування. Цей додатковий хід поршня триває внаслідок пружних деформацій, що виникають в елементах важільної передачі, та можливого зсуву колісних пар під час одностороннього натискання гальмівних колодок на колеса.

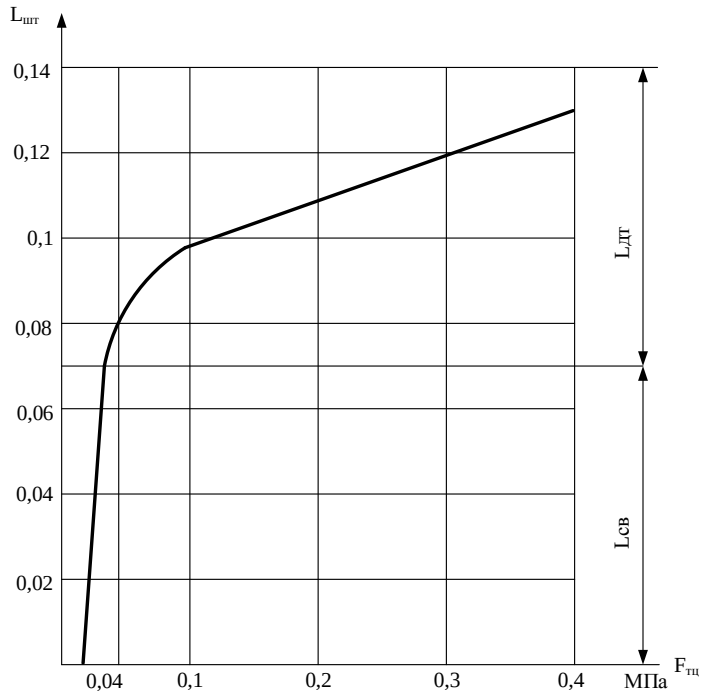

Рисунок 3.1 – Графік залежності величини ходу поршня від тиску повітря в ГЦ

Крім того, за наявності в механічній частині Гальма регулятора важеля важільної передачі (АРП) поршень ГЦ зробить також додатковий хід завдяки стисненню поворотної пружини регулятора на допустиму величину. Графік залежності величини ходу поршня від тиску повітря в ГЦ, отриманий експериментальним шляхом, який наочно демонструє дві фази руху поршня під час повного гальмування. З графіка видно, що за тиску в ГЦ 0,1 МПа закінчується інтенсивне наростання величини ходу і далі йде порівняно уповільнене збільшення його в результаті пружних деформацій. Таким чином, потрібний хід поршня ГЦ під час гальмування може бути знайдений підсумовуванням величин.

Кінематична схема являє собою систему важелів, представлену на рис. 3.2. У кінематичній схемі всі важелі займають перпендикулярне положення, така умова дасть змогу визначити максимальні значення впливів, що впливають, зусиль і реакцій в елементах.

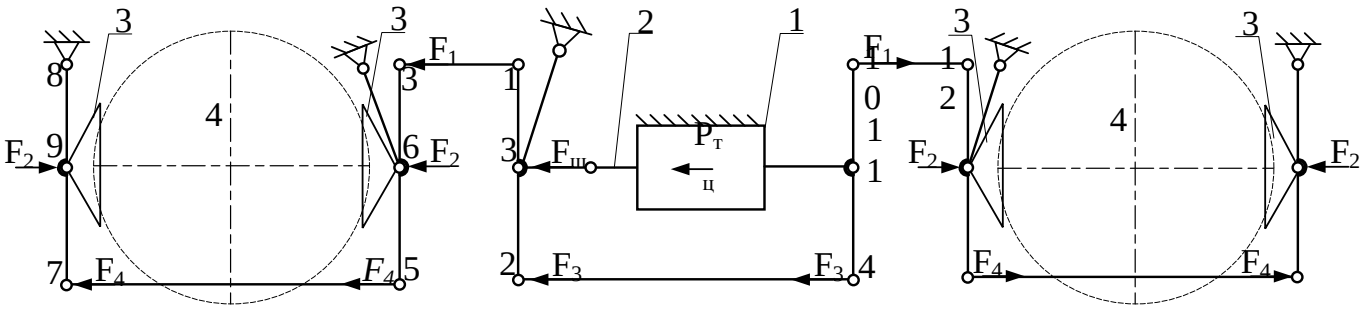

Рисунок 3.2 – Кінематична схема важільно-гальмівної передачі:
1 – гальмівний циліндр; 2 – шток; 3 – колодка; 4 – колісна пара

Перетворення потенційної енергії стисненого повітря, що надходить у гальмівний циліндр, далі впливає на поршень, розвиває на штоку механічне зусилля $F_{ш}$. Це зусилля визначається за формулою (3.1) без урахування реакційного зусилля поворотної пружини, без урахування втрат, викликаних тертям у циліндрі:

$$F_{ш} = P_{тц} \cdot S_{п}, \tag{3.1}$$

де $P_{тц}$ – тиск у гальмівному циліндрі, для локомотивів прийнято вважати 0,4 МПа;

$S_{п}$ – площа поршня, визначається за формулою:

$$S_{п} = \frac{\pi d^2}{4} = \pi R^2, \tag{3.2}$$

де d – діаметр поршня, дорівнює 35 см.

Зусилля $F_{ш}$ передається на вертикальний важіль 1–2, завдяки цьому важіль впливає зусиллям стискання F_1 на тягу 1–3 і зусиллям F_3 на горизонтальний важіль 2–3. Важіль 1–3 впливає зусиллям вигину F_1 на вертикальний важіль 3–5 і передає гальмівне зусилля F_2 на колодку 6, а також зусилля, що стискають F_4 на

горизонтальну тягу 5–7. Далі під дією на вертикальний важіль 7–8 передається гальмівне зусилля F_2 на колодку 9.

Згинальне зусилля від F_3 сприймає важіль 4–10, унаслідок цього на важіль 10–12 передається стискаюче зусилля F_1. Далі процеси передачі гальмівного зусилля повторюються. Тому достатньо розглянути зусилля, що діють на елементи, тільки для однієї колісної пари.

На рис. 3.3 представлено кінематичну схему з однією колісною парою.

З рис. 3.3 видно, що на важільно-гальмівну передачу під час гальмування діятимуть такі зусилля:

- вертикальний важіль 1–2: $F_{ш}$ – від штока, F_{3p} – від тяги 2–4, F_{1p} – від вертикального важеля 3–1;
- тяга 2–4: F_3 – від вертикального важеля 1–2, F_{3p} – від важеля 4–10;
- вертикальний важіль 4–10: F_3 – від важеля 2–4, F_{5p} – від кронштейна тормозного циліндра;
- горизонтальний важіль 1–3: F_1 – від важеля 1–2, F_{1p} – від горизонтального важеля 3–1;
- вертикальний важіль 5–4: F_{3p} – від колодки 6 або 9, F_{4p} – від горизонтальної тяги 5–7;
- важіль 7–8: F_{6p} – від важеля 8–9.

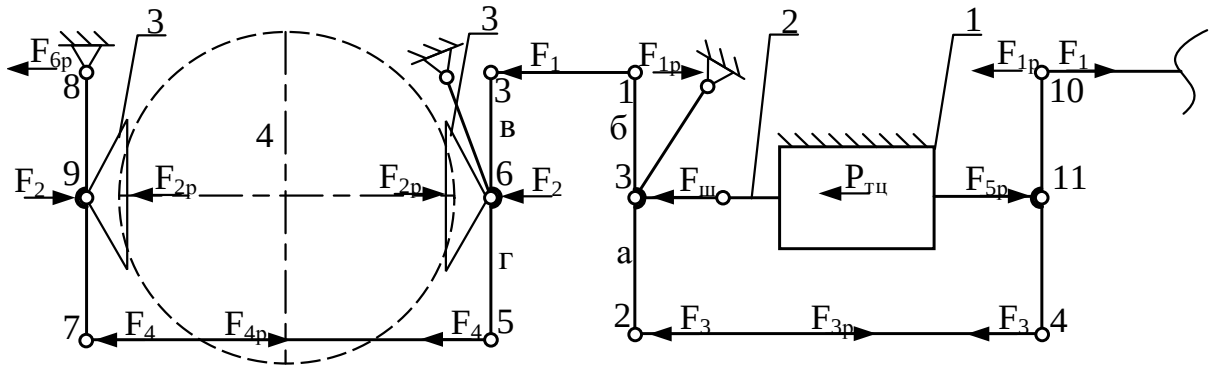

Рисунок 3.3 – Кінематична схема з однією колісною парою:
1 – гальмівний циліндр; 2 – шток; 3 – колодка; 4 – колісна пара

Умови рівноваги важелів подано за формулами нижче:

$$F_{1р} \cdot \left(б + а \right) = F_{ш} \cdot а; \quad (3.3)$$

$$F_{1р} \cdot г \left(б + а \right) = F_{2р} \cdot \left(в + г \right); \quad (3.4)$$

$$F_{3р} \cdot \left(б + а \right) = F_{шт} \cdot а; \quad (3.5)$$

$$F_{4р} \cdot г = F_{1} \cdot в; \quad (3.6)$$

Тоді з умови рівноваги зусилля F_1 визначається за формулою:

$$F_1 = F_{1р} = F_{ш} \cdot а/(б+а). \quad (3.7)$$

Зусилля визначається за формулою:

$$F_2 = F_{2р} = F_1 \cdot (в+г)/г. \quad (3.8)$$

Тоді визначається:

$$F_3 = F_{3р} = F_{ш} \cdot а/(а+б). \quad (3.9)$$

Зусилля визначається за формулою:

$$F_4 = F_{4р} = F_1 \cdot (в/г). \quad (3.10)$$

Зусилля F_{5p} і F_{6p} визначаються за рівністю:

$$\begin{aligned} F_{5p} &= F_{ш}; \\ F_{6p} &= F_{1}. \end{aligned} \tag{3.11}$$

Довжина, *а* важеля 2-3 дорівнює 0,367 м, те саме можна сказати і про довжину *б* важеля 1-3. Довжини *в* і *г* важелів 3-6 і 6-5 дорівнюють 0,349 м.

Площа поршня визначається за формулою (3.2)

$$S_{п} = 3{,}14 \cdot 17{,}5^2 = \ 961{,}625 \ см^2 .$$

Механічне зусилля розраховуємо за формулою (3.1)

$$F_{ш} = 4 \cdot 961{,}625 = 3846{,}5 \ \text{кг},$$

тоді 3846,5 кг дорівнює 37734,165 Н.

Зробимо розрахунок за відповідними формулами (3.7) – (3.11)

$$F_1 = F_{1p} = 37734{,}165 \cdot 0{,}367 / (0{,}367 + 0{,}367) = 18867{,}08 \,\text{Н};$$
$$F_2 = F_{2p} = 18867{,}08 \cdot (0{,}349 + 0{,}349) / 0{,}349 = 37734{,}165 \,\text{Н};$$

$$F_3 = F_{3p} = 37734{,}165 \cdot 0{,}367 / (0{,}367 + 0{,}367) = 18867{,}08 \,\text{Н};$$

$$F_4 = F_{4p} = 18867{,}08 \cdot (0{,}349 / 0{,}349) = 18867{,}08 \,\text{Н};$$

$$F_{5p} = 37734{,}165 \,\text{Н};$$
$$F_{6p} = 18867{,}08 \,\text{Н}.$$

4 МІЦНІСТНИЙ РОЗРАХУНОК ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Вихідні дані для побудови гальмівної важільної передачі

Перед виконанням модернізації необхідно виконати міцністний розрахунок вузла, для того щоб визначити запас міцності деталей і максимальну напругу в групі важелів. За вихідні дані взято геометричні параметри елементів, параметри матеріалу, а також значення сил, отримані в розділі 3.

Гальмівна важільна передача складається з таких елементів і зображена на рис. 4.1 – 4.15.

Тяга – призначена для передачі зусиль від одного балансира до іншого, розташовується під гальмівним циліндром і з'єднана з кінцями двох балансирів (рисунок 4.1).

Рисунок 4.1 – 3D модель тяги

Кронштейн мертвої точки циліндра – призначений для кріплення крайнього балансира і сприйняття зусиль від штока через балансир і тягу (рис. 4.2).

Рисунок 4.2 – 3D модель кронштейна кріплення мертвої точки гальмівного циліндра

Гальмівний циліндр – призначений для перетворення потенційної енергії стисненого повітря на механічне зусилля, що передаються за допомогою груп важелів на колодки (рис. 4.3).

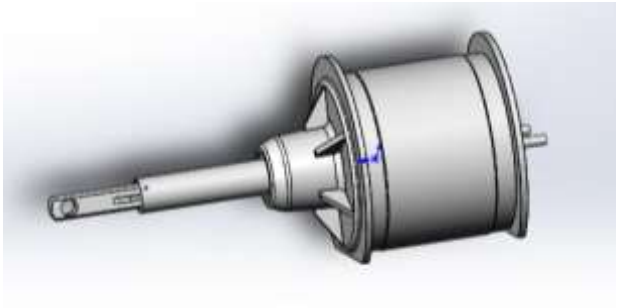

Рисунок 4.3 – 3D модель гальмівного циліндра

Балансир – призначений для передавання гальмівного зусилля від штока до підвіски і далі на колодку (рис. 4.4).

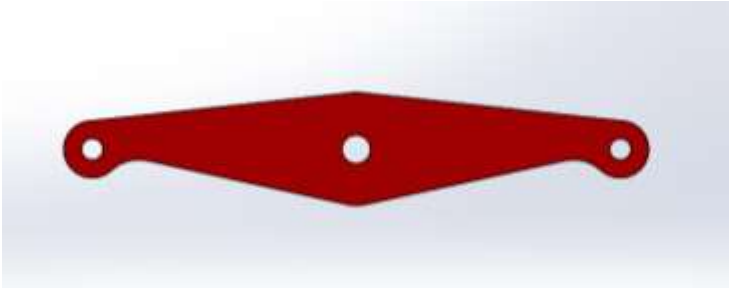

Рисунок 4.4 – 3D модель балансира

Втулка – за допомогою втулки всі елементи пов'язані один з одним шарнірно (рис. 4.5).

Рисунок 4.5 – 3D модель втулки

Черевик – призначений для кріплення колодки, а також сприйняття гальмівних зусиль, що передаються через підвіску черевика (рис. 4.6).

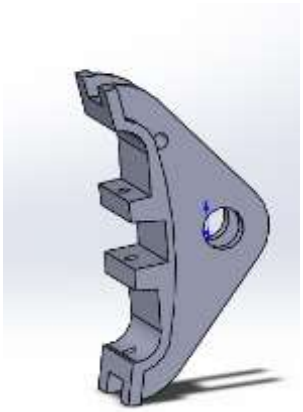

Рисунок 4.6 – 3D модель черевика

Балка – призначена для обмеження переміщення балансира і сприйняття зусилля від штока (рис. 4.7).

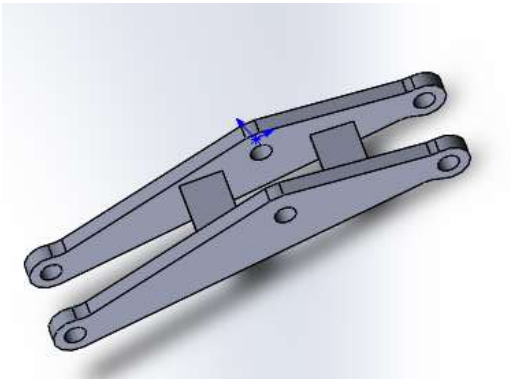

Рисунок 4.7 – 3D модель балки

Гвинт – призначений для регулювання положення поперечок у горизонтальній площині (рис. 4.8).

Рисунок 4.8 – 3D модель гвинта

Колодка – призначена для передавання гальмівного зусилля до обода колеса, а також для сприйняття гальмівної сили (рис. 4.9).

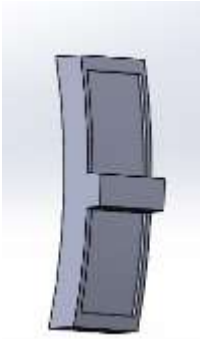

Рисунок 4.9 – 3D модель колодки

Підвіска – призначена для утримання черевика і передавання гальмівного зусилля через планку на колодку (рис. 4.10).

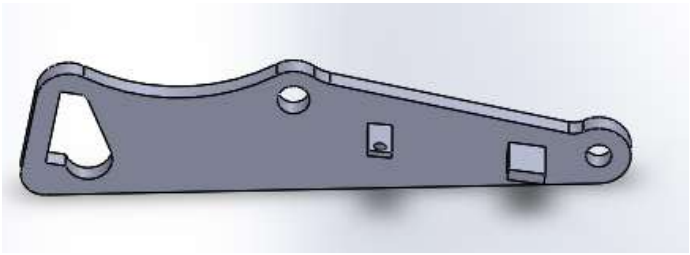

Рисунок 4.10 – 3D модель підвіски

Поперечина – служить для взаємозв'язку двох сторін гальмівної системи, і сприймає навантаження від великої тяги (рис. 4.11).

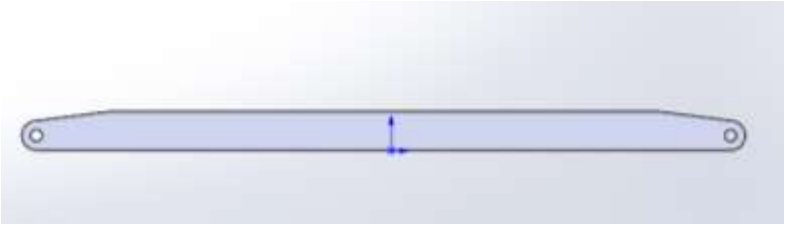

Рисунок 4.11 – 3D модель поперечини (тріангеля)

Велика тяга – служить для передання гальмівного зусилля від підвіски до іншої підвіски, а також для кріплення поперечок (рис. 4.12).

Рисунок 4.12 – 3D модель великої тяги

Планка – сполучний елемент між балансиром і підвіскою і сприймає зусилля через балансир (рис. 4.13).

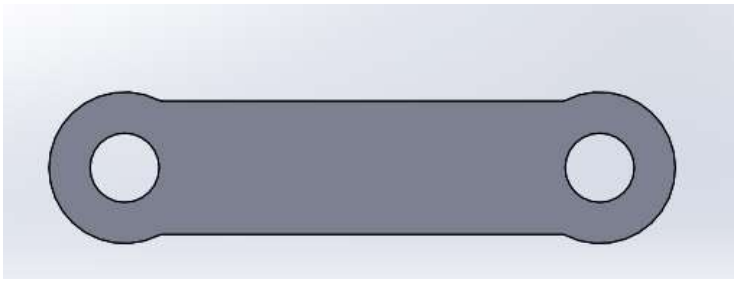

Рисунок 4.13 – 3D модель планки

Подвійна підвіска – служить для фіксації підвіски з черевиком (рис.4.14).

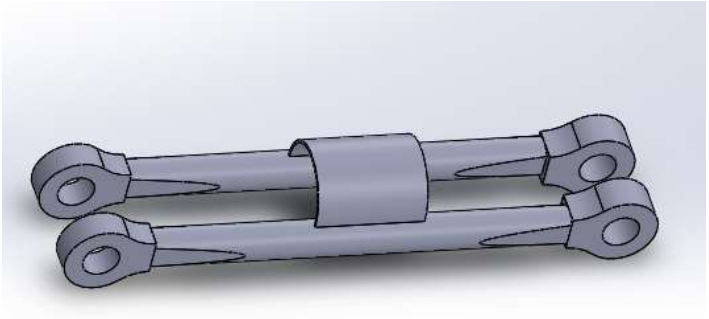

Рисунок 4.14 – 3D модель подвійної тяги

Камінь – служить для регулювання за допомогою гвинта положення поперечини в горизонтальній площині (рис. 4.15).

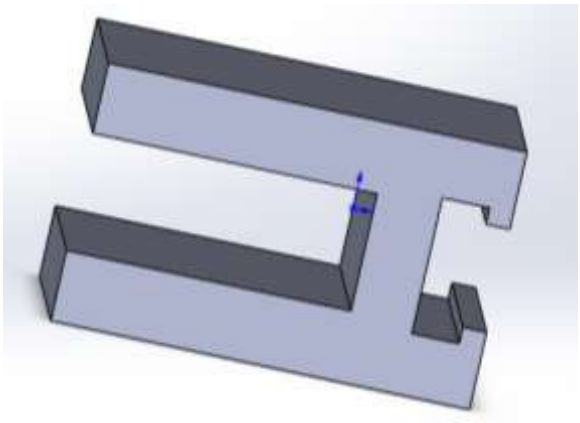

Рисунок 4.15 – 3D модель камня

Гальмівна важільна передача виконана з якісної конструкційної вуглецевої сталі 40. Сталь 40 містить 0,45 % вуглецю і 0,25 % хрому. Параметри сталі попередньо уточнюються в програмі Solid Works 2017. Необхідні параметри сталі наведено в таблиці 4.1. Потрібно перевірити гальмівну важільну передачу з гальмівним циліндром на наявність вразливих місць. У цьому розділі буде проведено статичний і динамічний розрахунок в одному випадку навантаження, що передається від штока гальмівного циліндра на гальмівну важільну передачу. Модель гальмівної важільної передачі з циліндром у середовищі Solid Works представлена на рис. 4.16.

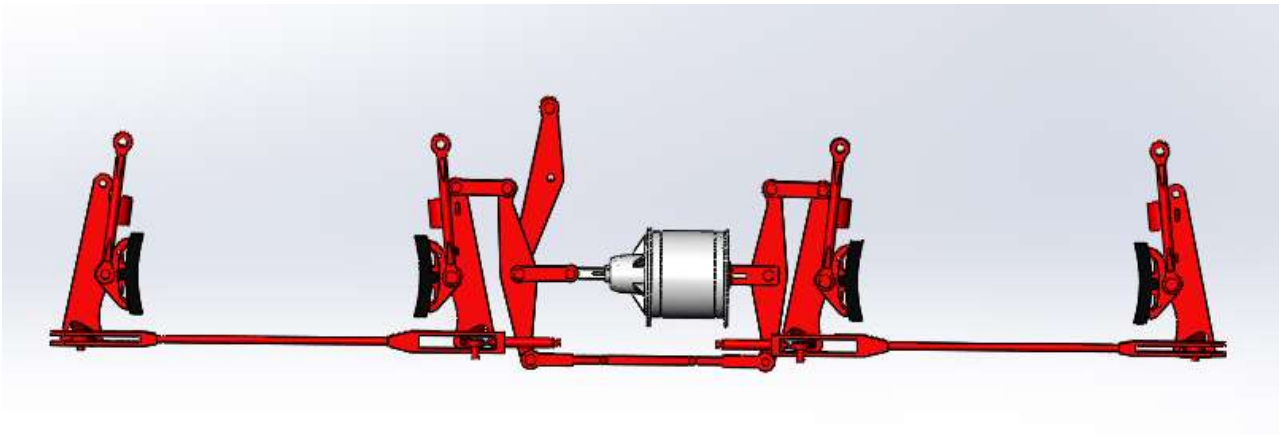

Рисунок 4.16 – Модель гальмівної важільної передачі в Solid Works

Таблиця 4.1 – Параметри сталі 40

Параметр	Значення	Одиниця виміру
Модуль пружності	209000	Н/мм^2
Коефіцієнт Пуассона	0,28999	–
Масова густина	7830	кг/м^3
Межа міцності при розтягуванні	570	Н/мм^2
Межа текучості	275	Н/мм^2
Теплопровідність	86	Вт/мК
Питома теплоємність	461	Дж/кгК

4.2 Статичний розрахунок гальмівної важільної передачі з циліндром

Зробимо статичний розрахунок для першої групи важелів (балансир, тяга, балансир, кронштейн гальмівного циліндра) рис. 4.17. Встановлюємо шарнірне зачеплення на балансирах. Сила $F_ш$ прикладена до штока гальмівного циліндра.

Результати розрахунку подано на рисунках у вигляді епюр побудованих у програмі.

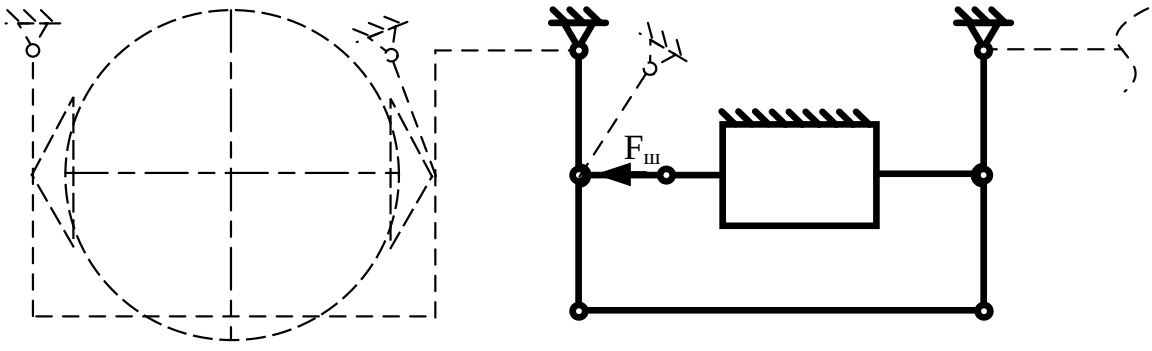

Рисунок 4.17 – Перша група важелів

На рис. 4.18 зображено епюру напружень для $F_ш$ дорівнює 3846,5 кг. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 183,071 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

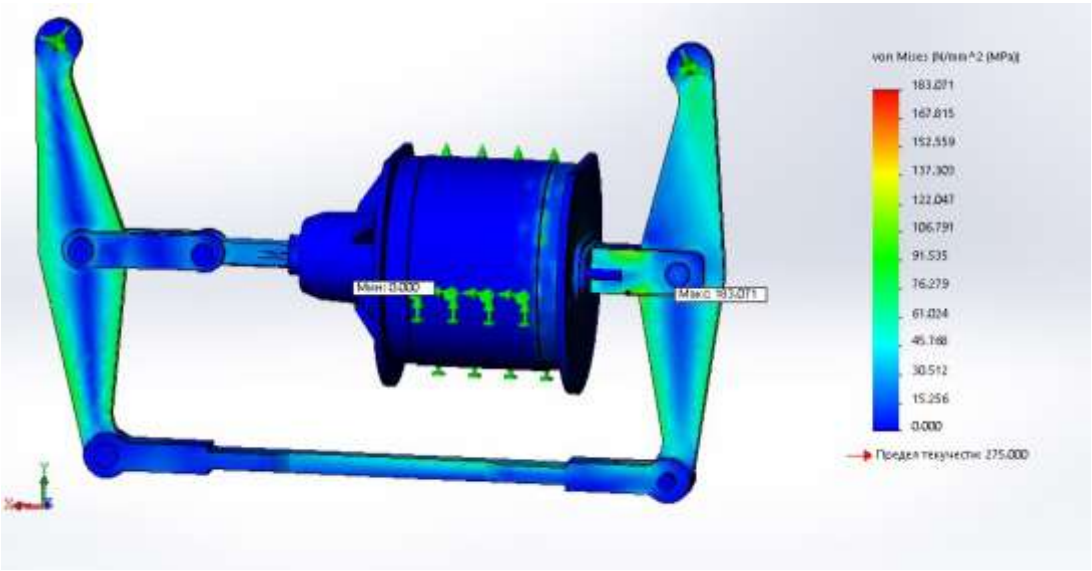

Рисунок 4.18 – Епюра напружень для $F_ш$ = 3846,5 кг

За результатами статичного розрахунку можна зробити висновок, що це навантаження на групу важелів не є небезпечним.

Розглянемо другу групу важелів (колодка, башмак, підвіска, подвійна підвіска) рис. 4.19. Встановлюємо шарнірне зачеплення на підвіску. Сила F_2 прикладена до підвіски.

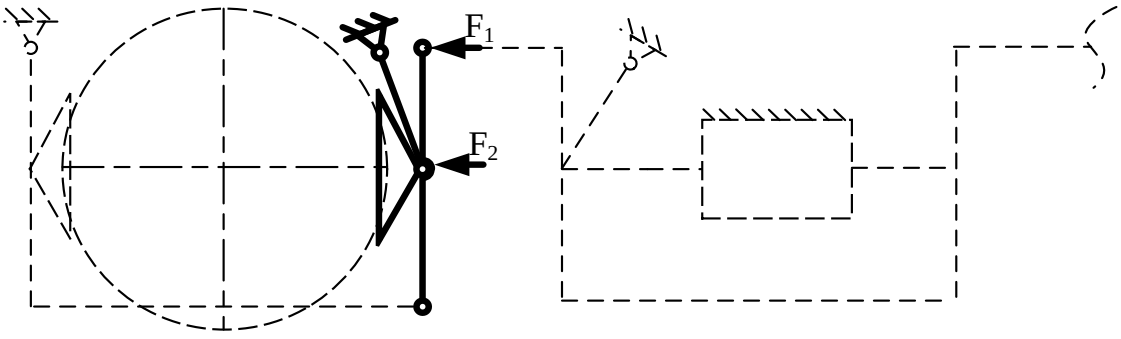

Рисунок 4.19 – Друга група важелів

На рис. 4.20 зображено епюру напружень для F_2 рівна 37734,165 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 167,154 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

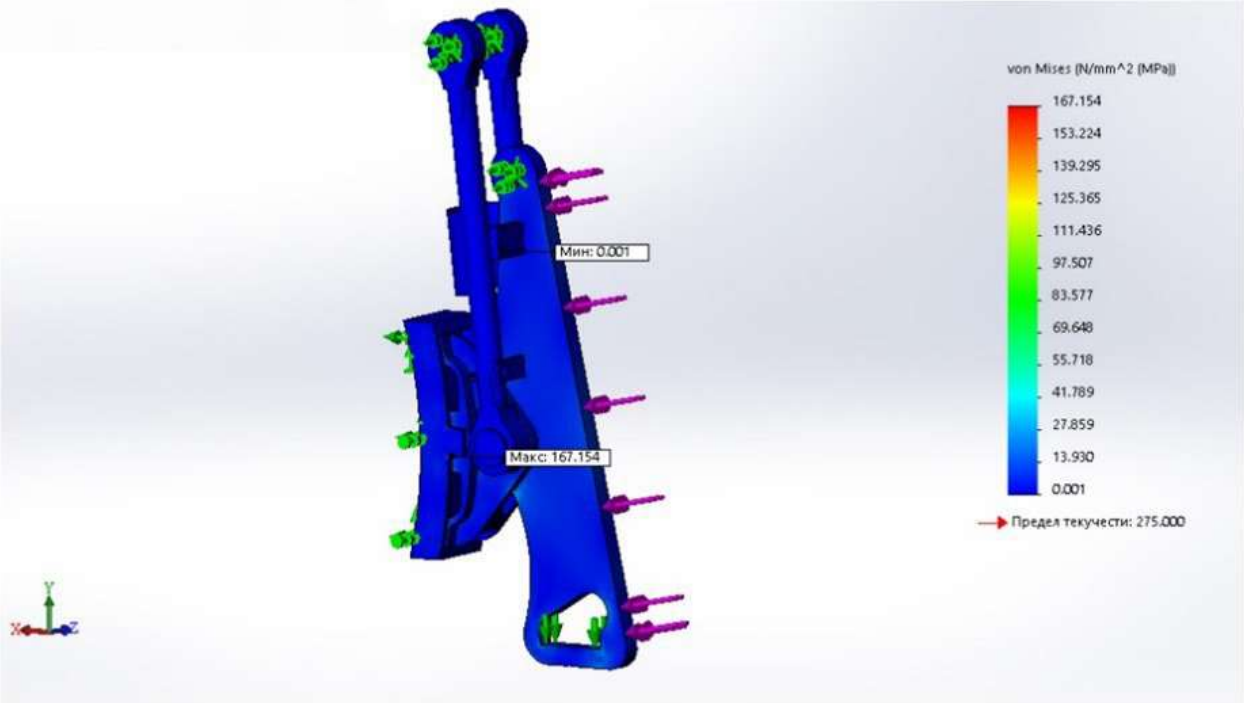

Рисунок 4.20 – Епюра напружень для $F_2 = 37734{,}165$ Н

Це навантаження на цю групу важелів не є небезпечним.

Розглянемо третю групу важелів (колодка, башмак, підвіска, подвійна підвіска, поперечина, тяга велика). Встановлюємо шарнірне зачеплення на підвіску і подвійну підвіску. Сила F_4 прикладена до підвіски і великої тяги, див. рис. 4.21.

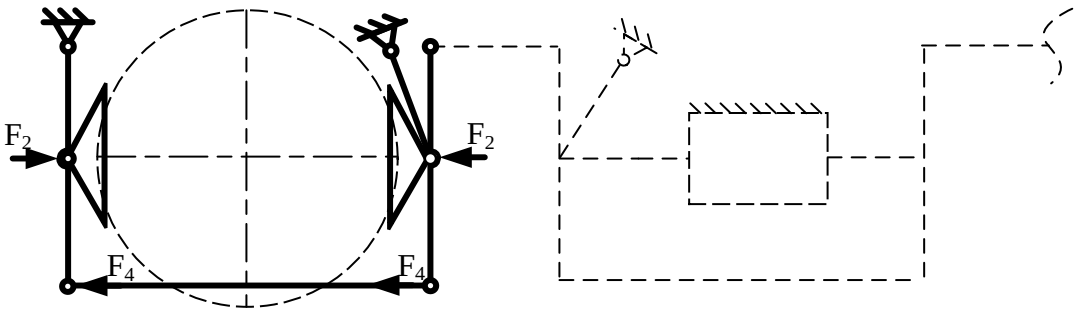

Рисунок 4.21 – Третя група важелів

На рис. 4.22 зображено епюру напружень для F_4 рівна 18867,08 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 125,586 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

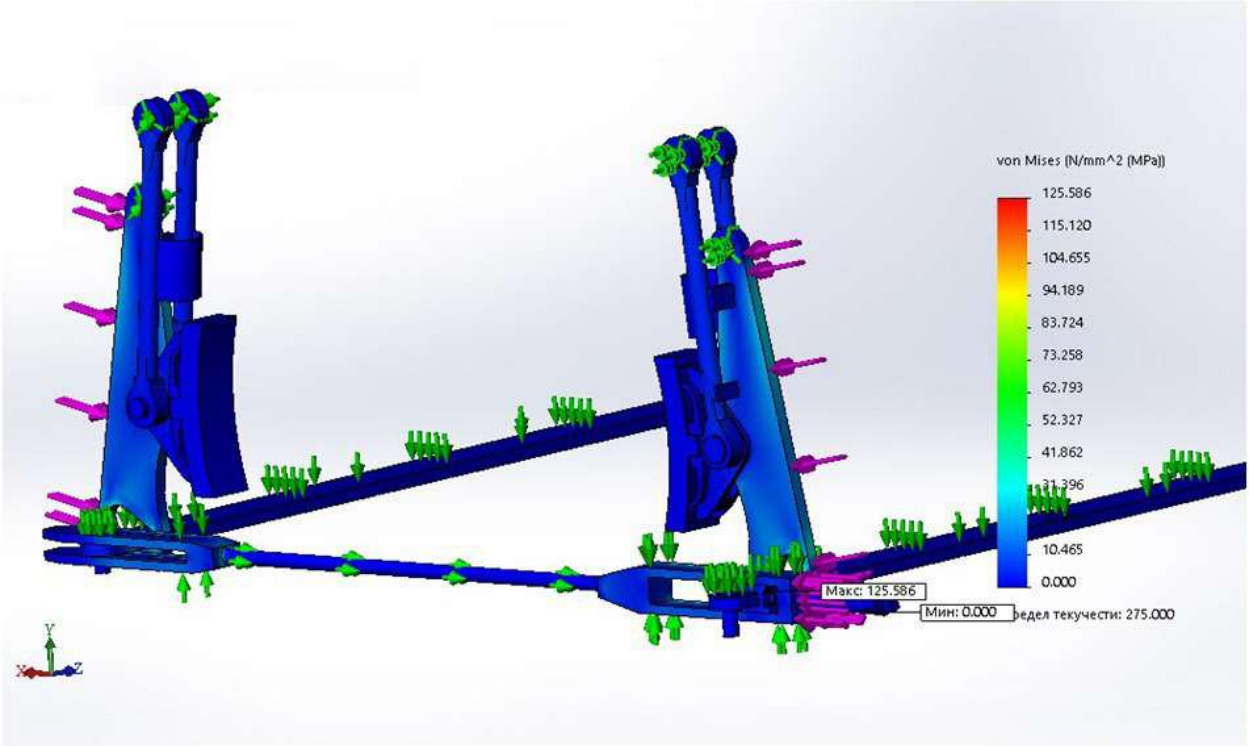

Рисунок 4.22 – Епюра напруги для F_4 = 18867,08 Н

За результатами статичного розрахунку можна зробити висновок, що це навантаження на групу важелів не є небезпечним.

Розглянемо четверту групу важелів (планка, планка). Встановлюємо шарнірне зачеплення (повзун) на нижню поверхню планки. Сила F_1 прикладена до торця планки рис. 4.23.

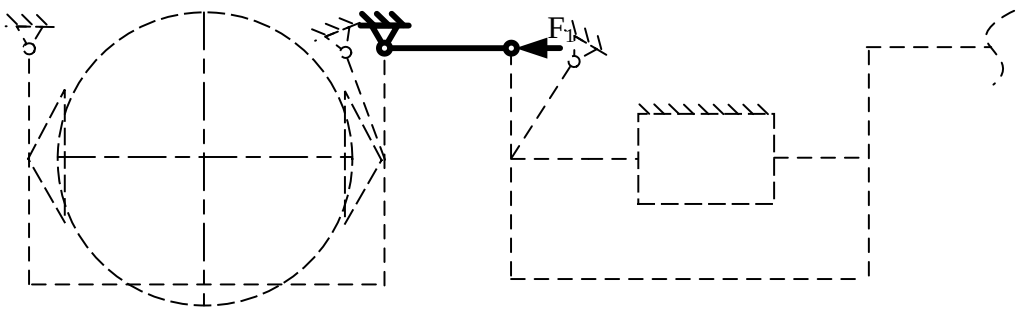

Рисунок 4.23 – Четверта група важелів (2 планки та втулки)

На рис. 4.24 зображено епюру напружень для F_1 рівна 18867,08 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 193,050 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

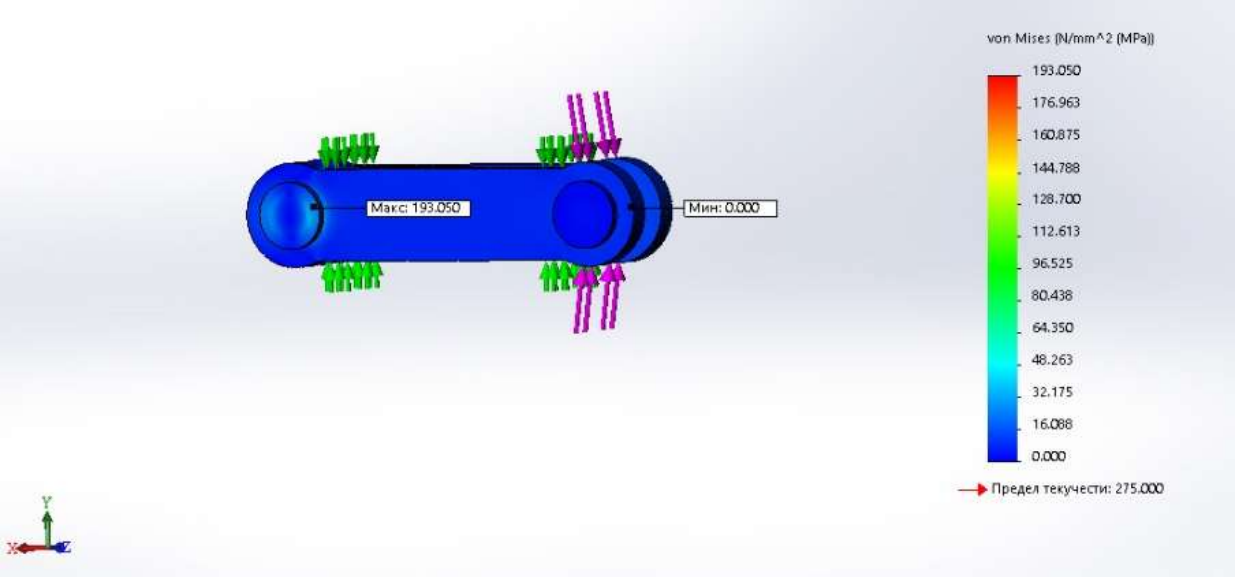

Рисунок 4.24 – Епюра напруги для F_1 = 18867,08 Н

Це навантаження на четверту групу важелів не є небезпечним.

Розглянемо п'яту групу важелів (балка), дивись рис. 4.25. Встановлюємо шарнірне зачеплення на верхню частину балки. Сила $F_ш$ прикладена до торця планки. На п'яту групу важелів діє тільки сила $F_{шт}$ так, як контактує важіль тільки з балансиром.

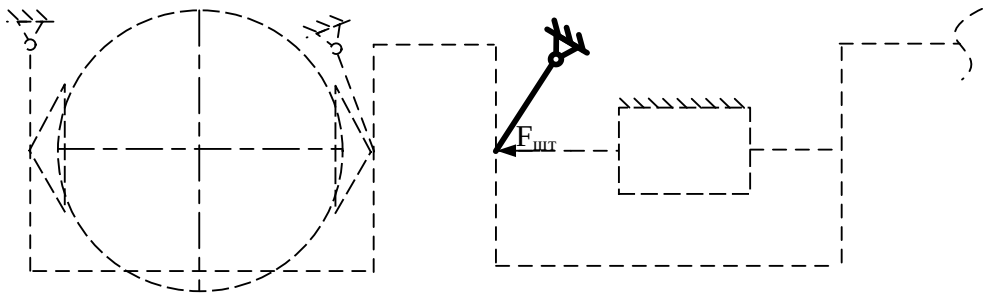

Рисунок 4. 25 – П'ята група важелів

На рис. 4.26 зображено епюру напружень для $F_{ш}$ рівна 3846,5 кг. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 240,407 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

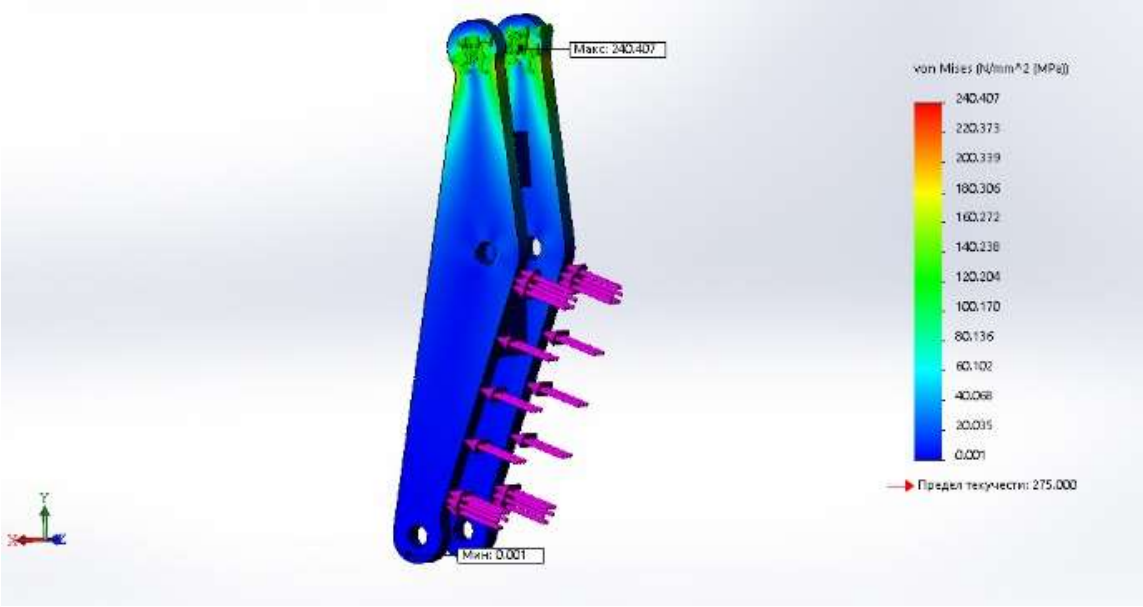

Рисунок 4.26 – Епюра напруги для $F_{ш}$ = 3846,5 кг

За результатами статичного розрахунку можна зробити висновок, що дане навантаження на п'яту групу важелів не є небезпечним.

Окремо розглянемо поперечину для гальмівної важільної передачі. Оскільки поперечина пов'язана тільки з подвійною тягою, на неї діє сила F_4 від тяги. Поперечина закріплена в отворах підвіски. Сила F_4 прикладена до бічної грані поперечини. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 156,467 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2. На рис. 4.27 зображено епюру напружень для F_4 рівна 18867,08 Н.

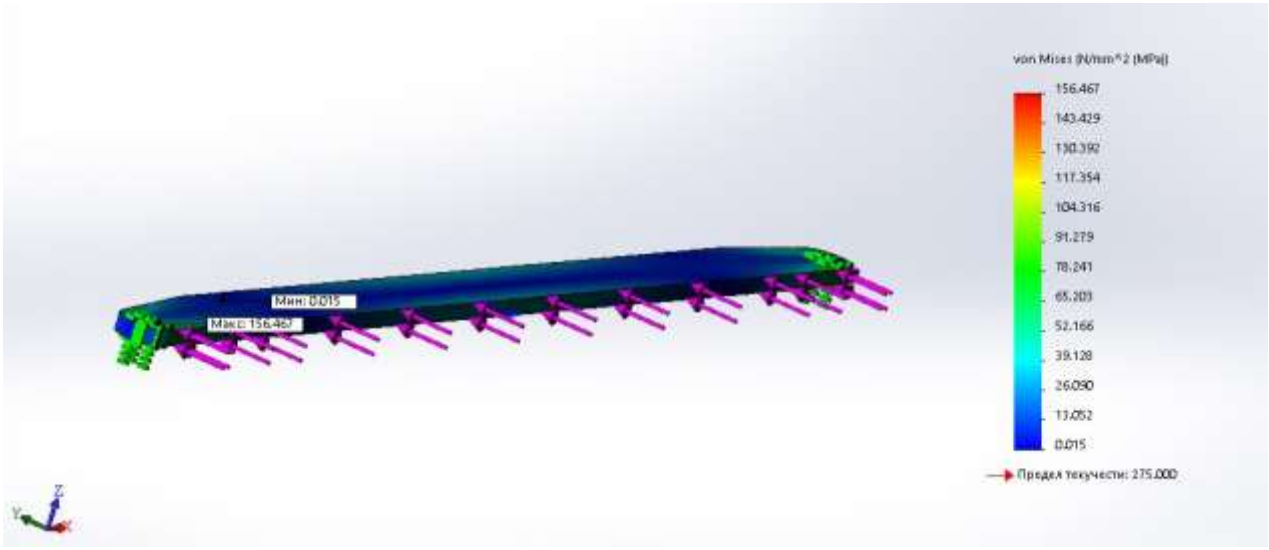

Рисунок 4.27 – Епюра напруги для F_4 = 18867,08 Н

За результатами статичного розрахунку навантаження на поперечину не є небезпечним.

Також розглянемо гальмівний циліндр – рис. 4.28. Тиск у гальмівному циліндрі становить 0,4 Мпа. Тиск прикладений до стінок циліндра. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 163,072 Н/мм^2 і не перевищує межу текучості 275 Н/мм^2.

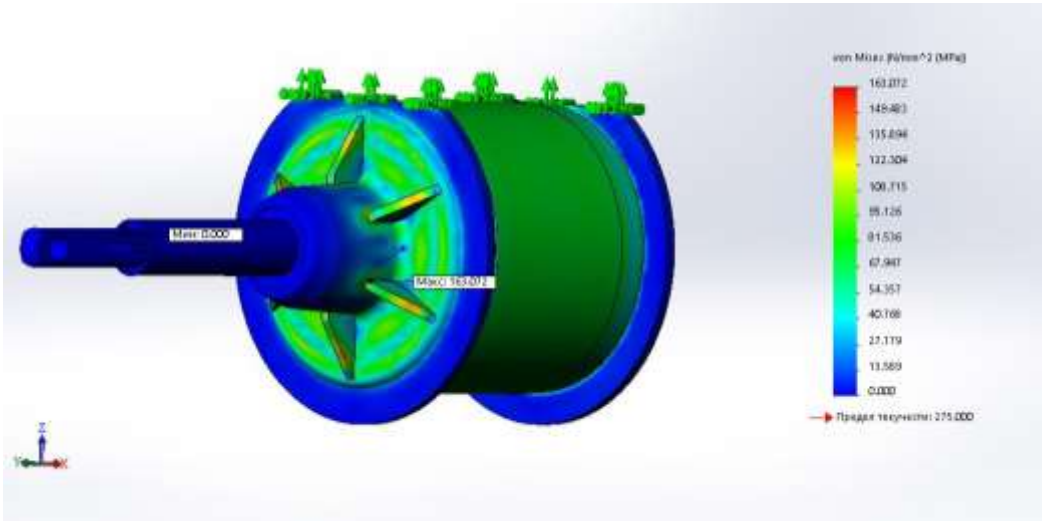

Рисунок 4.28 – Епюра напруги при тиску 0,4 Мпа

З розрахунків можна сказати, що гальмівний циліндр витримує навантаження і тиск у 0,4 Мпа і він не є небезпечним.

Розглянемо гальмівний циліндр за критичного тиску 0,6 Мпа. Тиск прикладено до стінок циліндра. На епюрі рис. 4.29 видно, що максимальна напруга дорівнює 244,583 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2. Модернізація стінок циліндра не доцільна, оскільки циліндр витримує межу міцності.

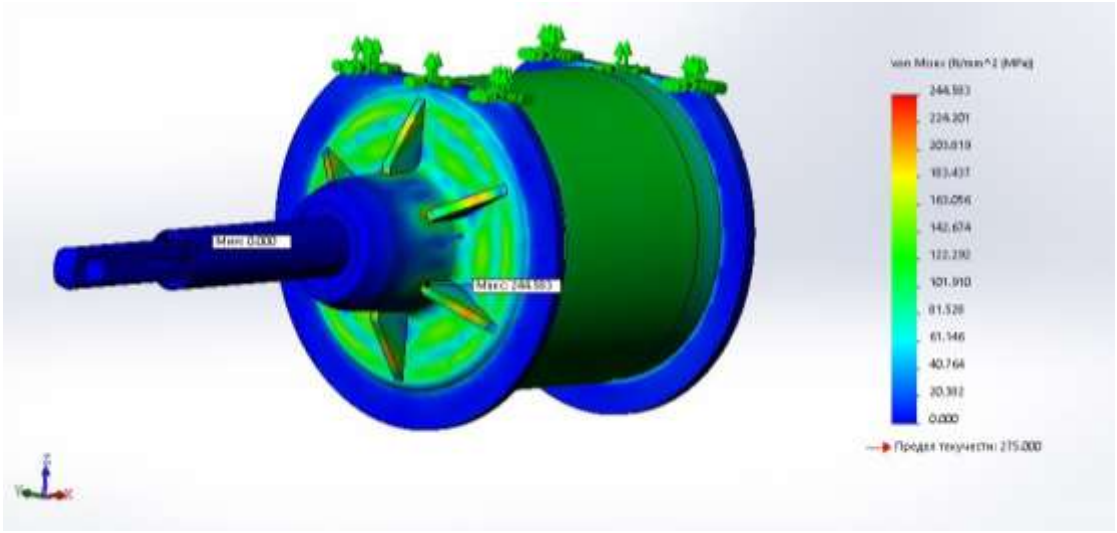

Рисунок 4.29 – Епюра напруги при тиску 0,6 МПа

За розрахунками можна зробити висновок, що гальмівний циліндр витримує критичний тиск 0,6 МПа і його модернізація недоцільна, оскільки циліндр витримує межу міцності.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунків

Групи важелів	Напруження Н/мм^2	Найменування елемента	Маса	Запас міцності
1 група	183,071	Балансир	1,97	1,502
		Тяга	2,11	
		Балансир	1,97	
		Планка	0,26	
		Кронштейн циліндра	5,89	
2 група	167,154	Колодка	12,76	1,645
		Черевик	7,47	
		Підвіска	2,23	
		Підвіска подвійна	1,8	
3 група	125,586	Колодка	12,76	2,189

		Черевик	7,47	
		Підвіска	2,23	
		Підвіска подвійна	1,8	
		Поперечина	38,39	
		Тяга велика	3,45	
4 група	193,050	Планка	0,26	1,424
		Планка	0,26	
5 група	240,407	Балка	39,72	1,143
–	163,072	Гальмівний циліндр	22,02	1,686
–	156,467	Поперечина	38,39	1,757

Таким чином, з таблиці видно, що групи важелів і окремо взяті елементи мають достатній запас міцності, тим самим можна провести модернізацію всієї ГВП з метою зменшення її маси.

4.3 Динамічний розрахунок гальмівної важільної передачі

Зробимо динамічний розрахунок для першої групи важелів (балансир, тяга, балансир, кронштейн гальмівного циліндра). Встановлюємо шарнірне зачеплення на балансирах. Сила $F_{ш}$ прикладена до штока гальмівного циліндра. Результати розрахунку подано на рисунках у вигляді епюр побудованих у програмі.

На рис. 4.30 зображено епюру напружень для $F_{ш}$, що дорівнює 3846,5 кг. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 168,165 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

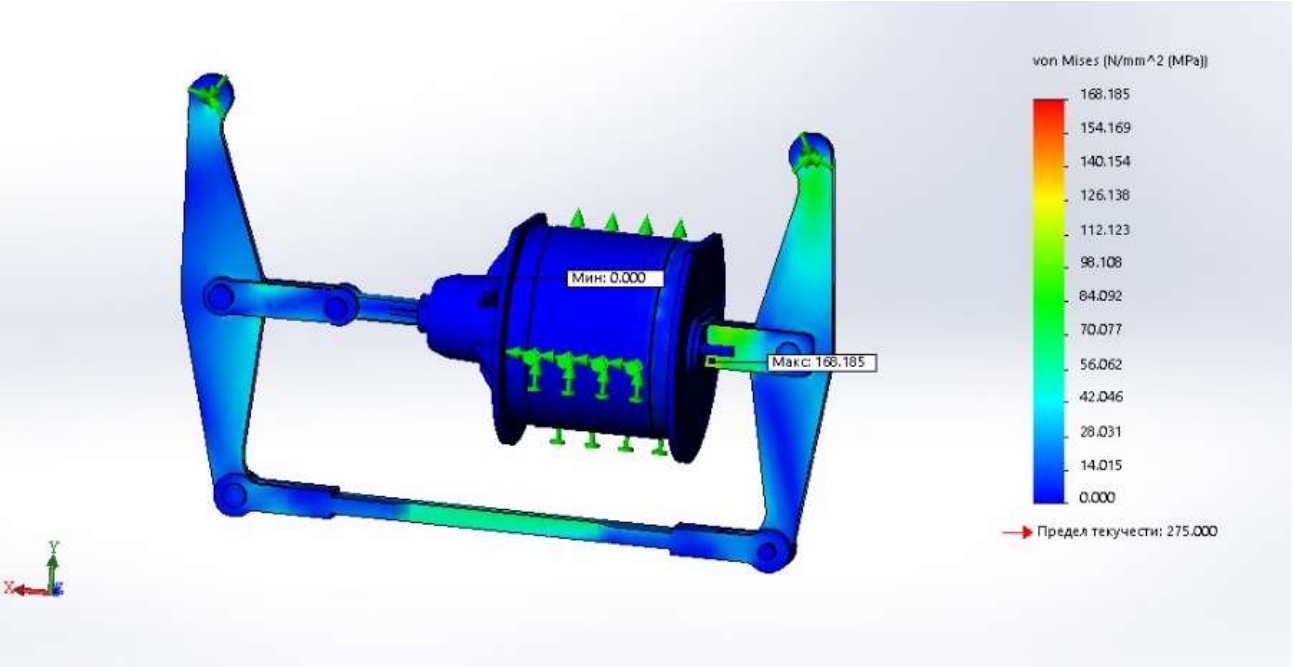

Рисунок 4.30 – Епюра напруги для $F_{ш}$=3846,5 кг

Розглянемо другу групу важелів (колодка, башмак, підвіска, подвійна підвіска). Встановлюємо шарнірне зачеплення на підвіску. Сила F_2 прикладена до підвіски.

На рис. 4.31 зображено епюру напружень для F_2 рівна 37734,165 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 17,541 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

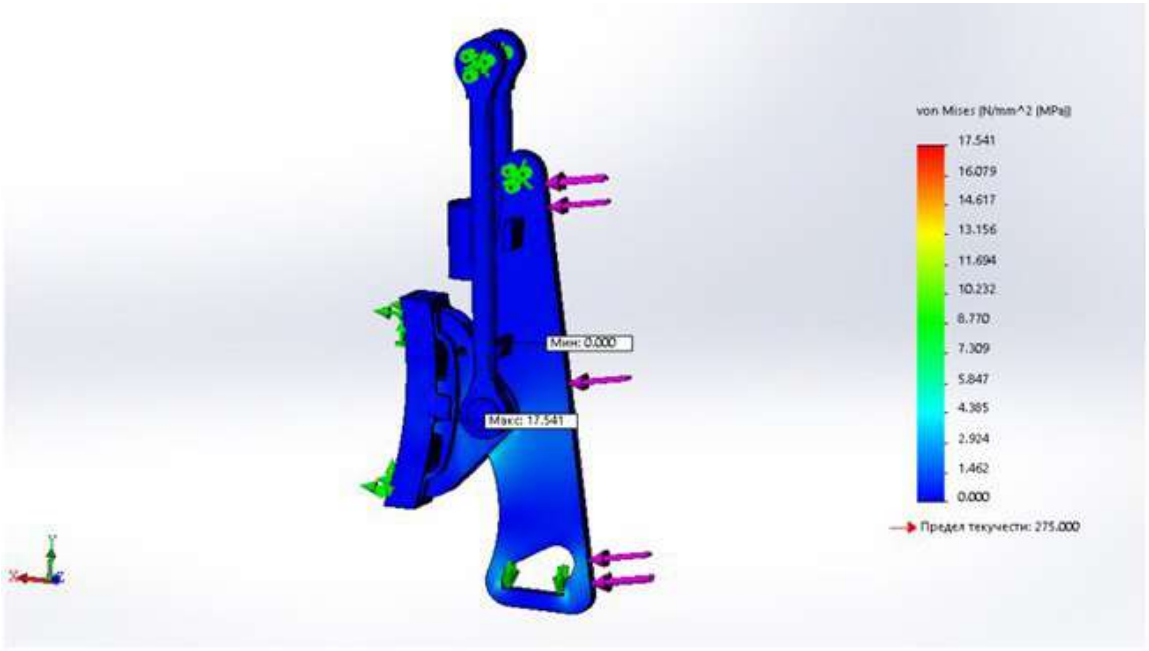

Рисунок 4.31 – Епюра напруги для F_2 = 37734,165 Н

Розглянемо третю групу важелів (колодка, башмак, підвіска, подвійна підвіска, поперечина, тяга велика). Встановлюємо шарнірне зачеплення на підвіску і подвійну підвіску. Сила F_4 прикладена до підвіски та великої тяги.

На рис. 4.32 зображено епюру напружень для F_4 рівна 18867,08 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 54,485 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

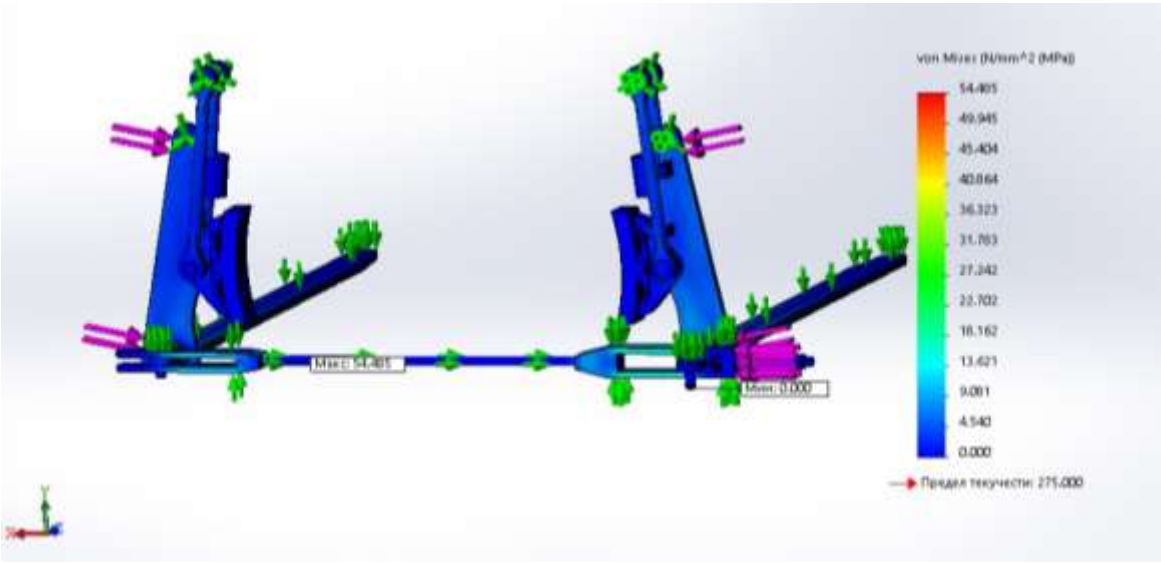

Рисунок 4.32 – Епюра напруги для F_4=18867,08 Н

Розглянемо четверту групу важелів (планка, планка). Встановлюємо шарнірне зачеплення на нижню поверхню планки. Сила F_1 прикладена до торця планки.

На рис. 4.33 зображено епюру напружень для F_1 рівна 18867,08 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 122,720 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

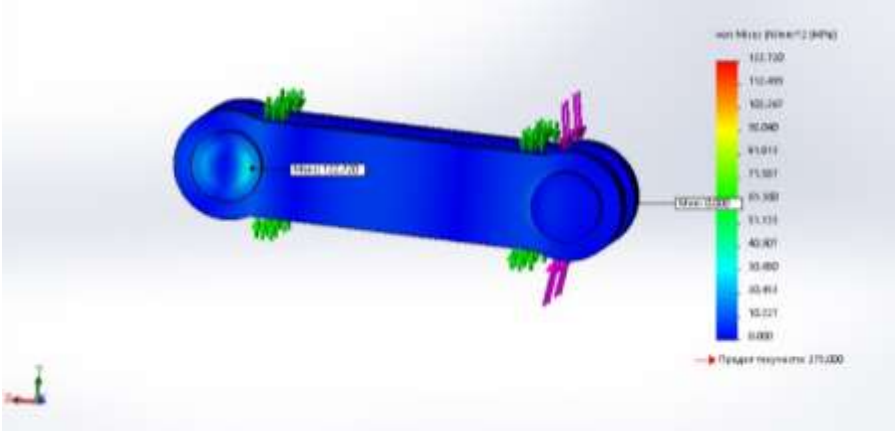

Рисунок 4.33 – Епюра напруги для F_1=18867,08 Н

Розглянемо п'яту групу важелів (балка). Встановлюємо шарнірне зачеплення на верхню частину балки. Сила $F_ш$ прикладена до торця планки.

На рис. 4.34 зображено епюру напружень для $F_ш$ дорівнює 3846,5 кг. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 8,853 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

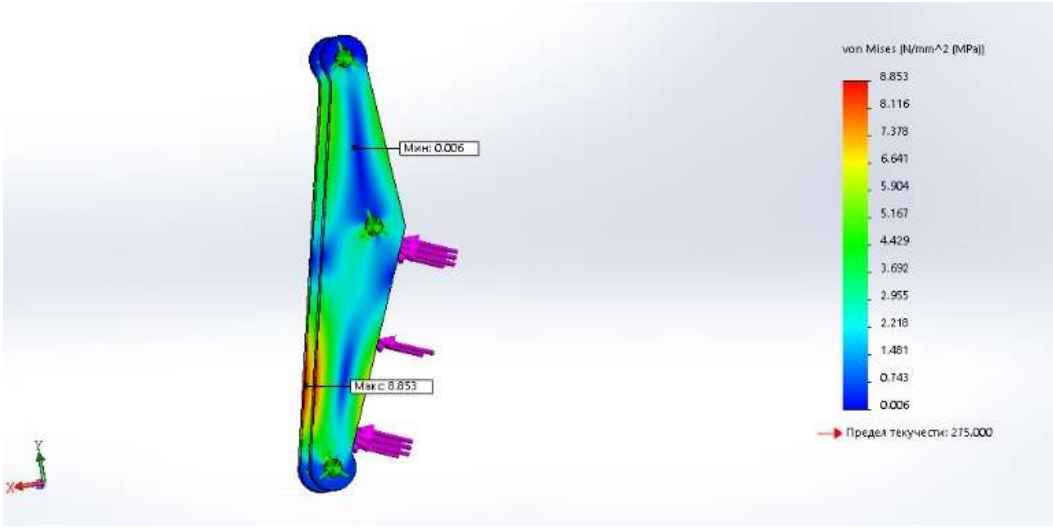

Рисунок 4.34 – Епюра напруги для $F_ш$ = 3846,5 кг

На основі даних, отриманих під час динамічного і статичного розрахунку, можна зробити висновок, що в 1 – 5 групі максимальна напруга під час динамічного розрахунку менша, ніж під час статичного.

За отриманими результатами видно, що максимальна напруга в динамічному розрахунку менша, ніж у статичному, отже, перевірка модернізації на міцність буде здійснюватися тільки в статичному розрахунку.

5 УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГАЛЬМОВОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Дослідивши дану модель у програмі SolidWorks було отримано низку результатів. За даними результатами було виявлено, що цей вузол має достатній запас міцності для того, щоб знизити його масу. Для модернізації посилатися на статичний розрахунок, оскільки він має максимальну напругу.

Для зниження маси гальмівної важільної передачі було виконано кілька заходів:

- модернізація конструкції балансира, представлена на рис. 5.1, а 3D модель представлена на рис. 5.2.

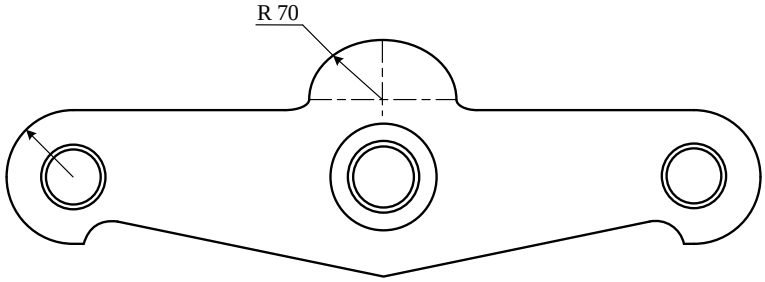

Рисунок 5.1 – Ескіз балансира

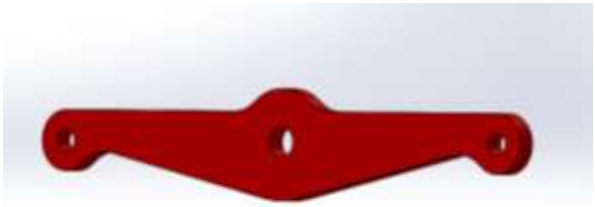

Рисунок 5.2 – 3D модель балансира

На рис. 5.3 зображено епюру напружень для $F_ш$ рівна 3846,5 кг. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 235,910 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

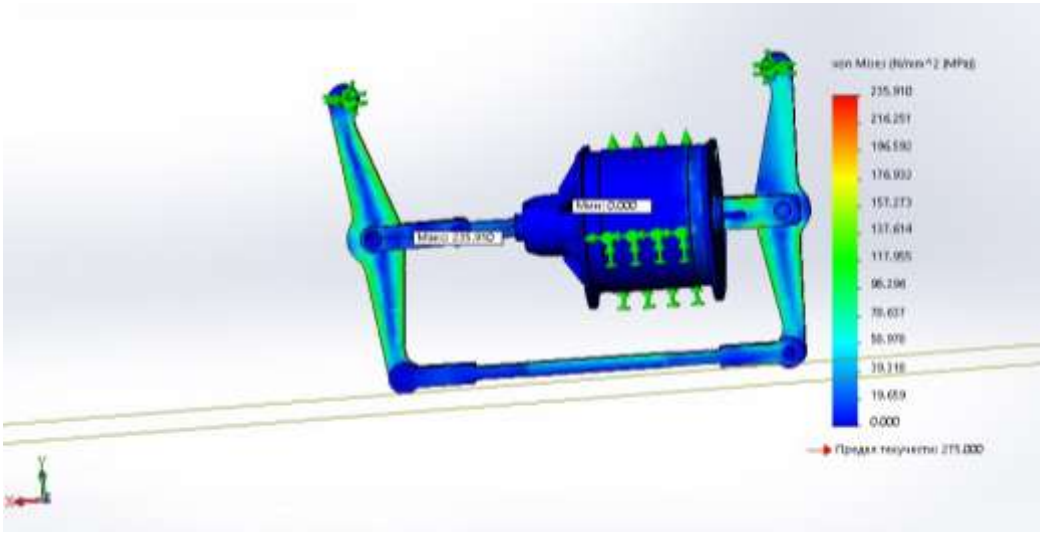

Рисунок 5.3 – Епюра напружень для $F_{ш}$ = 3846,5 кг

- модернізація конструкції підвіски представлена на рис. 5.4, а її 3D модель представлена на рис. 5.5.

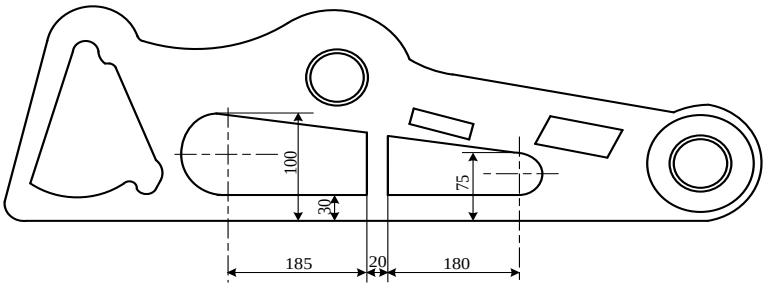

Рисунок 5.4 – Ескіз підвіски

Рисунок 5.5 – 3D модель підвіски

На рис. 5.6 зображено епюру напружень для F_2 рівна 37734,165 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 196,341 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

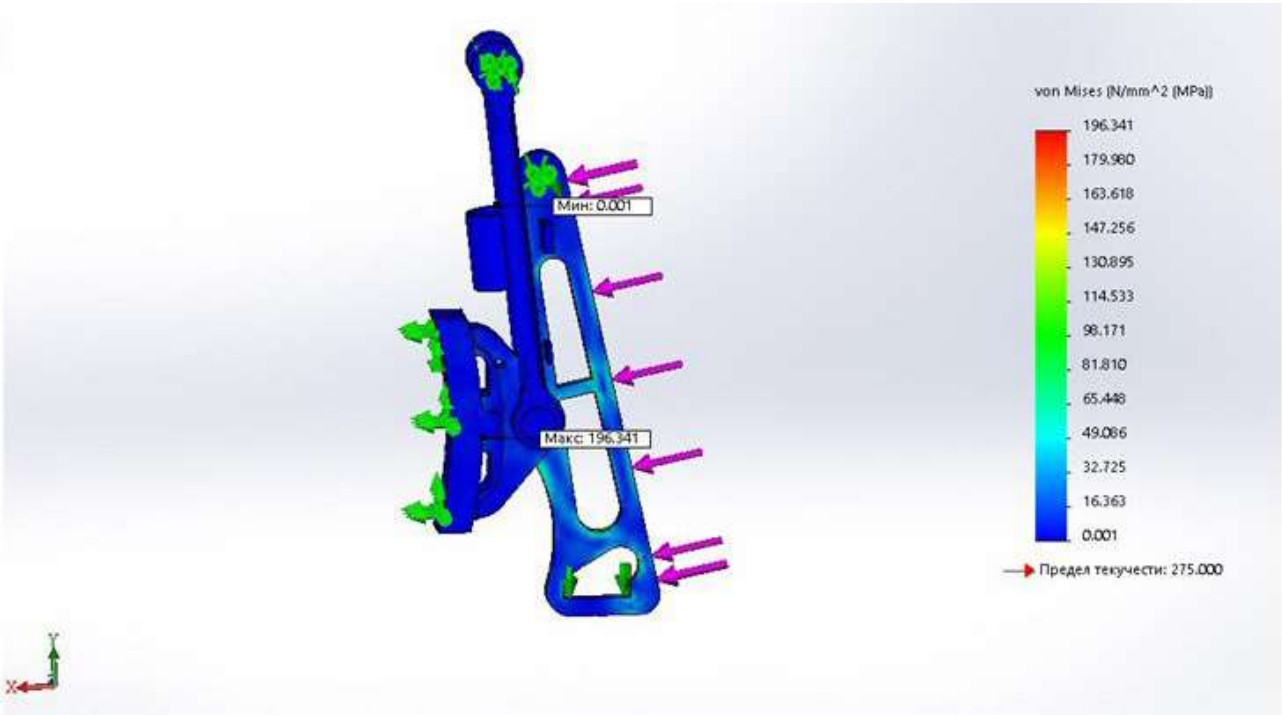

Рисунок 5.6 – Епюра напружень для F_2 = 37734,165 Н

- модернізація конструкції планки представлена на рис. 5.7, а її 3D-модель представлена на рис. 5.8.

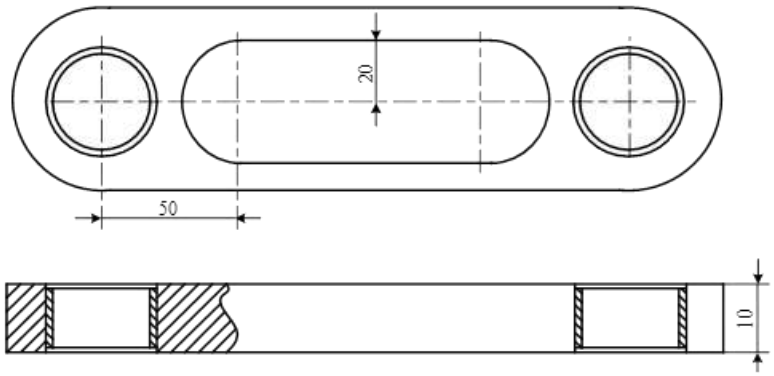

Рисунок 5.7 – Ескіз планки

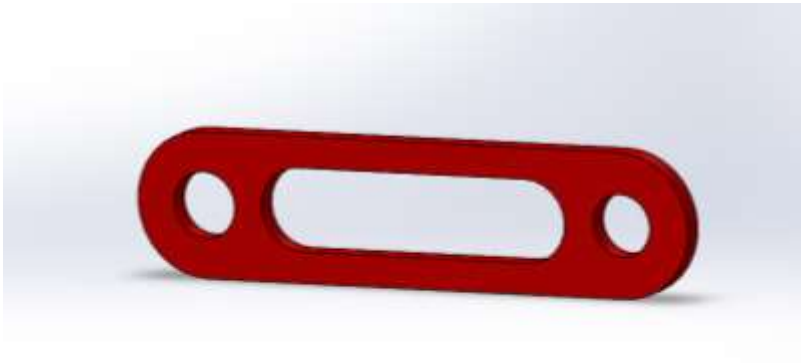

Рисунок 5.8 – 3D модель планки

На рис. 5.9 зображено епюру напружень для F_2 рівна 18867,0,8 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 246,384 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

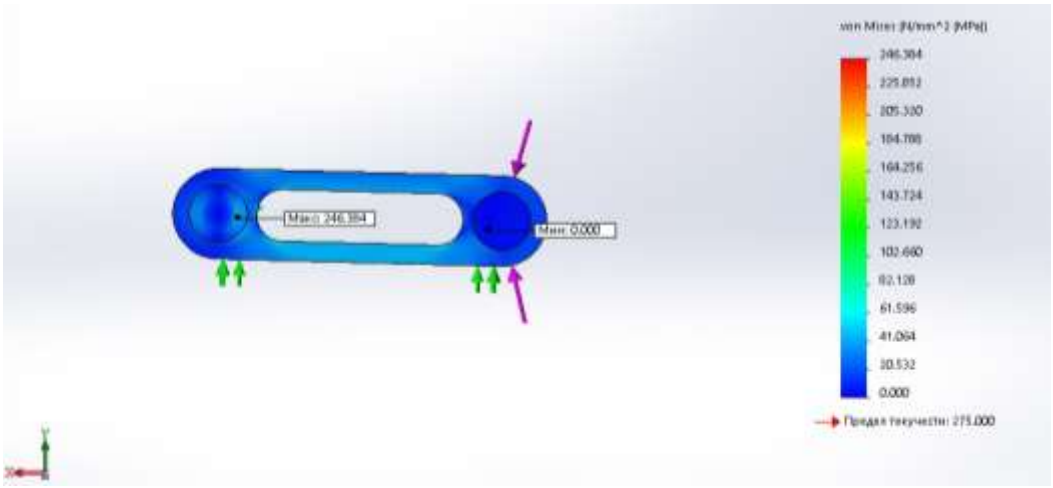

Рисунок 5.9 – Епюра напруження для F_1 =18867,08 Н

- модернізація конструкції поперечки представлена на рис. 5.10.

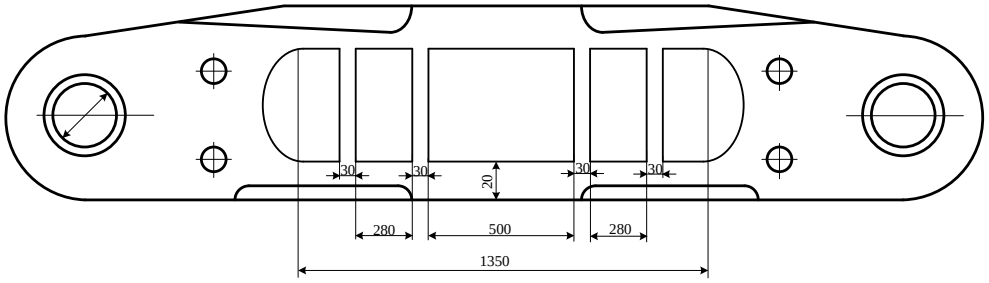

Рисунок 5.10 – Ескіз поперечини

На рис. 5.11 зображено епюру напружень для дорівнює 18867,08 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 250,548 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

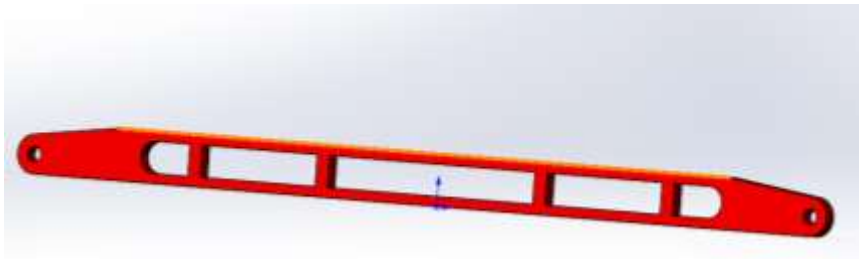

Рисунок 5.11 – 3D модель поперечини

Після модернізації загальний вигляд конструкції гальмівної важільної передачі зображений на рис. 5.12 і 5.13.

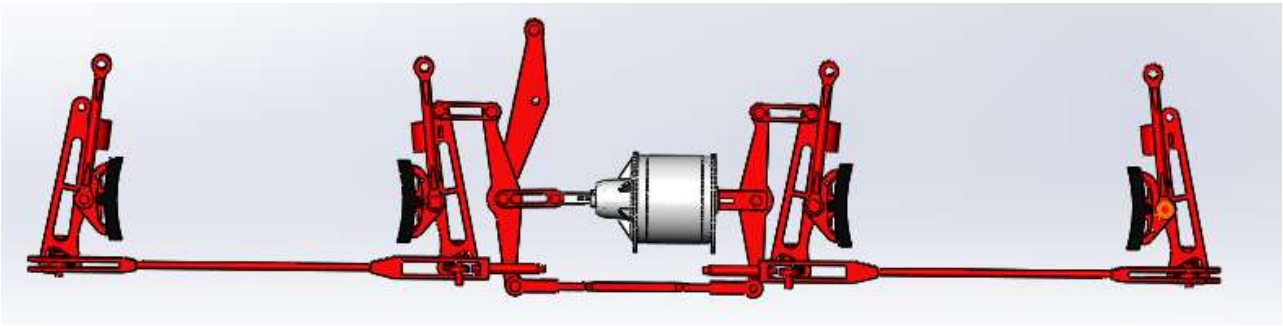

Рисунок 5.12 – 3D модель модернізованої гальмівної важільної передачі

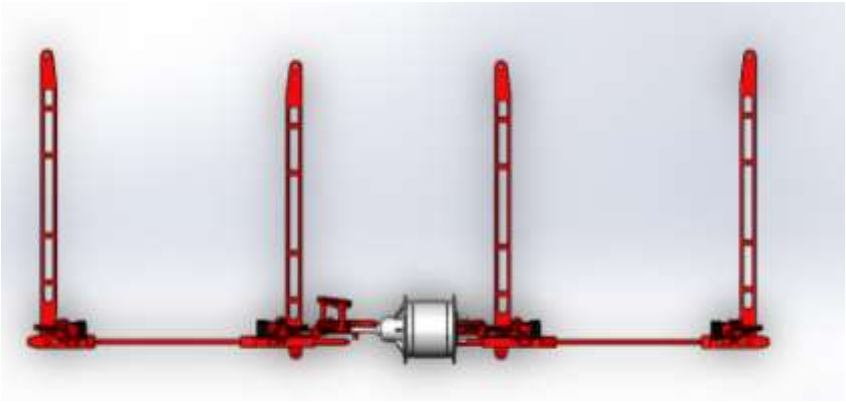

Рисунок 5.13 – 3D модель модернізованої гальмівної важільної передачі, вигляд зверху

Усі зміни та характеристики зводимо в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунків

Групи важелів	Напруження Н/мм^2	Найменування елемента	Маса	Запас міцності
1 група	235,910	балансир	1,66	1,165
		тяга	2,11	
		балансир	1,66	
		планка	0,12	
		кронштейн циліндра	5,89	
2 група	196,341	колодка	12,76	1,4
		черевик	7,47	
		підвіска	1,64	
		підвіска подвійна	1,8	
3 група	100,245	колодка	12,76	2,74
		черевик	7,47	
		підвіска	1,64	
		підвіска подвійна	1,8	
		поперечина	22,15	
		тяга велика	3,45	
4 група	246,384	планка	0,12	1,116
		планка	0,12	
5 група	240,407	балка	37,66	1,143
–	215,132	гальмівний циліндр	22,02	1,278
–	250,548	поперечина	22,15	1,097

Таким чином завдяки модернізації (балансира, планки, підвіски і поперечини) знизили масу на 89 кг. У зв'язку з тим, що чим менша маса тормозної важільної передачі, тим краще для візка електровоза, оскільки динамічні властивості збільшуються, отже, надійність візка збільшується.

Така модернізація має більшу кількість геометричних параметрів, за рахунок появи в конструкції "вирізів" і ребер жорсткості. З погляду виробництва, для виготовлення такої гальмівної передачі знадобиться більша кількість часу обробки заготовок.

Інші заходи щодо зниження маси представлені на рисунках нижче:

- зменшення товщини балансира з 25 мм до 14 мм;

На рис. 5.14 зображено епюру напружень для $F_ш$ дорівнює 3846,5 кг. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 219,651 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

Рисунок 5.14 – Епюра напружень для $F_ш$ = 3846,5 кг

- зменшення товщини поперечки з 25 мм до 15 мм;

Поперечина закріплена в отворах підвіски. Сила F_4 прикладена до бічної грані поперечини. На епюрі рис. 5.15 видно, що максимальна напруга дорівнює 253,266 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

- зменшення товщини підвіски з 25 мм до 14 мм;

На рис. 5.16 зображено епюру напружень для F_2 рівна 37734,165 Н. На епюрі видно, що максимальна напруга дорівнює 193,801 Н/мм^2 і не перевищує межу плинності 275 Н/мм^2.

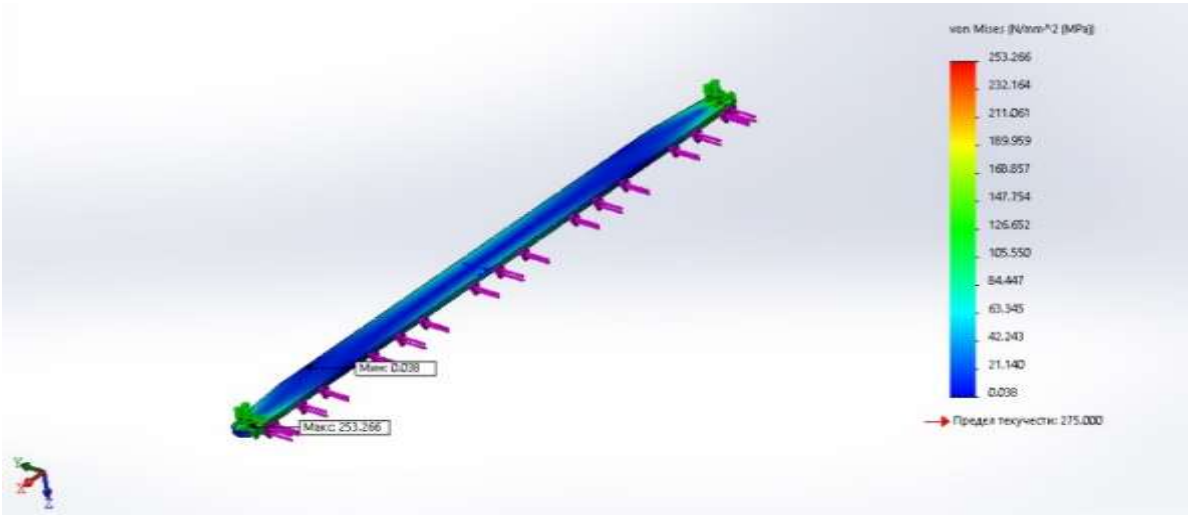

Рисунок 5.15 – Епюра напруги для F_4 = 18867,08 Н

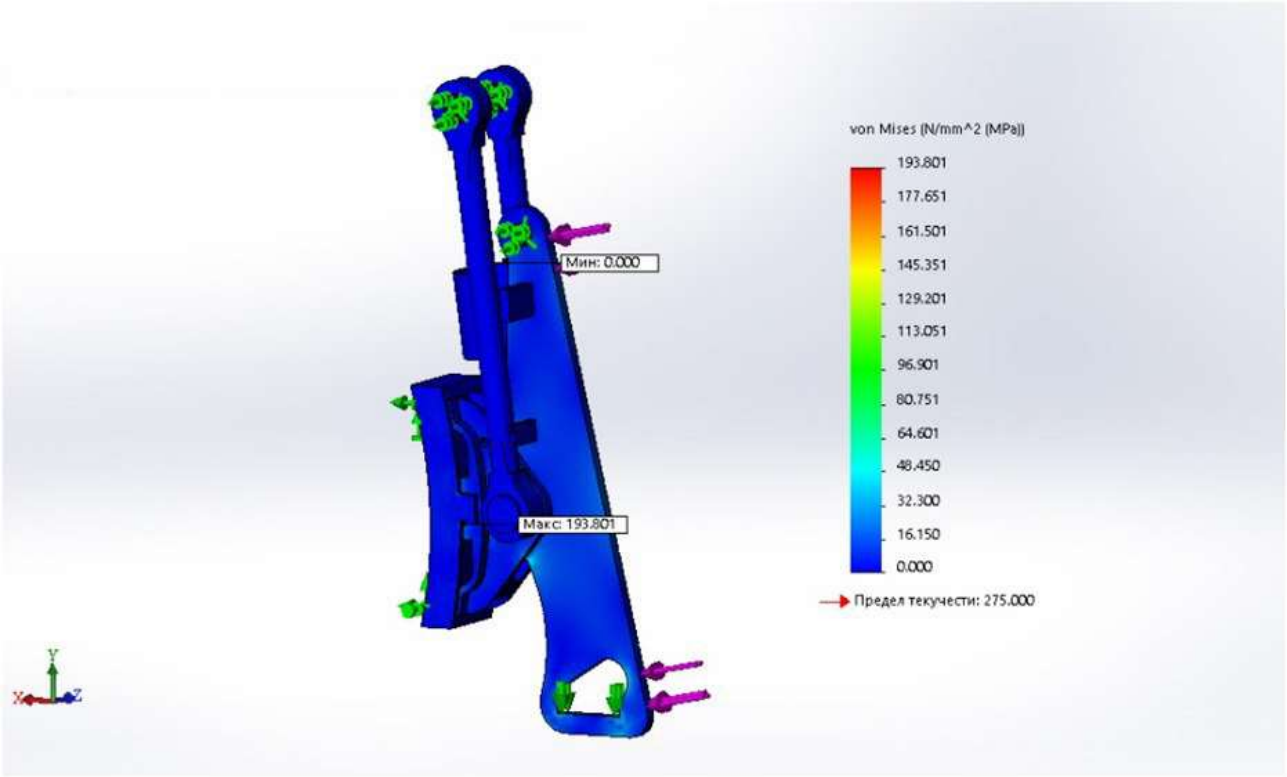

Рисунок 5.16 – Епюра напружень для F_2 = 37734,165 Н

Усі зміни та характеристики зводимо в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати розрахунків

Групи важелів	Напруження Н/мм^2	Найменування елемента	Маса	Запас міцності
1 група	219,651	балансир	1,66	1,25

		тяга	2,11	
		балансир	1,1	
		планка	0,12	
		кронштейн циліндра	5,89	
2 група	193,801	колодка	12,76	1,42
		черевик	7,47	
		підвіска	1,27	
		підвіска подвійна	1,8	
3 група	100,245	колодка	12,76	2,74
		черевик	7,47	
		підвіска	1,64	
3 група	100,245	підвіска подвійна	1,8	
		поперечина	22,15	
		тяга велика	3,45	
4 група	246,384	планка	0,12	1,116
		планка	0,12	
5 група	240,407	балка	37,66	1,143
–	215,132	гальмівний циліндр	22,02	1,278
–	253,266	поперечина	23,03	1,09

Таким чином зменшення товщини деталей не вплинуло на значні зниження запасу міцності груп важелів і окремо взятих елементів. З точки зору виробництва друга модернізація виготовляється простіше, ніж перша, за рахунок меншої кількості геометричних параметрів (відсутній "виріз" і додаткові елементи). Але така модернізація знижує масу всієї ГВП на 72,54 кг, коли перша модернізація знизила на 89 кг.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДЕРНІЗАЦІЇ

Як зазначалося раніше, гальмівна важільна передача важеля електровоза є важливим елементом, що бере участь у безпечному русі рухомого складу, вихід з ладу будь-якого вузла гальмівної важільної передачі призводить до негайного зупинення поїзда. У цьому пункті буде дана економічна оцінка модернізованої гальмівної важільної передачі, і розраховані показники ефективності впровадження партії в експлуатацію.

Ефектом називається безпосередній виробничий, корисний кінцевий результат, отриманий від упровадження того чи іншого заходу (збільшення маси поїзда, збільшення пропускної спроможності залізничних ділянок або переробної спроможності станцій, зростання продуктивності праці тощо). Ефект може бути виміряний техніко-економічними показниками, ступенем підвищення якості продукції, техніки безпеки праці.

Ефективність є відношення ефекту технічного, експлуатаційного або економічного до витрат, що зумовлюють його отримання.

Розрізняють загальну (абсолютну) і порівняльну (відносну) економічну ефективність капітальних вкладень.

Порівняльна економічна ефективність капітальних вкладень застосовується під час порівняння варіантів розв'язання технічних і господарських завдань, розміщення підприємств та їхніх комплексів, упровадження нової техніки, будівництва нових або реконструкції діючих підприємств, споруд, пристроїв. Необхідними даними при розрахунку порівняльної економічної ефективності є одноразові капітальні вкладення та експлуатаційні витрати. Необхідними даними при розрахунку порівняльної економічної ефективності є одноразові капітальні вкладення та експлуатаційні витрати. До експлуатаційних належать витрати на заробітну плату з нарахуваннями, паливо, електроенергію, матеріали, амортизацію та інші. Показниками порівняння капітальних вкладень і експлуатаційних витрат є: термін окупності капітальних вкладень, коефіцієнт ефективності капітальних вкладень і показник наведених сумарних витрат.

До основних показників ефективності впровадження нової техніки належать такі:

- річний економічний ефект від упровадження нової техніки;
- ефективність одноразових витрат на створення нової техніки;
- термін окупності одноразових витрат на створення нової техніки.

Ці показники можуть бути як очікуваними, що дають змогу судити про економічну ефективність запланованої до використання нової техніки, так і фактичними, що оцінюють ефективність наявного обладнання.

Показник ефективності є відносною величиною, що порівнює результати з витратами. Ефективність одноразових витрат розраховується як відношення різниці між поточними витратами базового і передбачуваного варіантів до суми одноразових витрат передбачуваного варіанта.

6.1 Економічні показники виробництва і монтажу "старої" гальмівної важільної передачі

Для забезпечення виготовлення конструкції гальмівна важільна передача виготовляється шляхом відливання деталей.

Для того, щоб визначити витрати на виготовлення гальмівної важільної передачі, необхідно розрахувати час відливання деталей, обробку і витрату електроенергії. Для виготовлення гальмівної важільної передачі використовується сталь 40, середня вартість якої становить 19000 грн за 1 тонну.

Сумарна вага всієї гальмівної важільної передачі з обох боків становить 649 кг. Звідси можна зробити висновок, що на виготовлення цього вузла знадобиться 650 кг сталі. Вартість 650 кг сталі становить 12350 грн [5].

Для того, щоб визначити витрати на виготовлення гальмівної важільної передачі, необхідно розрахувати час фрезерування і витрату електроенергії.

Час на обробку гальмівної важільної передачі представлено в таблиці 6.1

Таблиця 6.1 – Час обробки деталей гальмівної важільної передачі

Оброблювана деталь	Кількість, шт.	Час на обробку однієї деталі, хв	Час на обробку, хв
Тяга	1	23	23
Тяга велика	2	27	44
Кронштейн мертвої точки циліндра	1	10	10
Балансир	2	13	26
Втулка	18	2	36
Планка	6	6	24
Черевик	4	10	40
Гвинт	2	7	14
Підвіска	4	15	60
Гальмівний циліндр	1	14	14
Балка	1	15	15
Перекладина (тріангель)	4	14	56
Підвіска подвійна	4	12	48
Камінь	2	3	6
Всього:			6 год 54 хв

Час обробки "старої" гальмівної важільної передачі на фрезерувальному верстаті становить 6 год. 54 хв.

Середня потужність фрезерувального верстата при обробці сталі становить 3 кВт. Тарифна ставка на електроенергію на 20 рік за 1 кВт/год становить 4,11 гривень. Розрахунок витрат електроенергії при фрезерній обробці розраховується за формулою:

$$A_{\text{обр}} = P \cdot T_{\text{обр}}. \tag{6.1}$$

Витрати на електроенергію при обробці гальмівної важільної передачі розраховуються за формулою:

$$C_{\text{ел}} = A_{\text{обр}} \cdot C_{\text{кВт/год}}, \tag{6.2}$$

де $C_{\text{кВт/год}}$ – ціна за один кВт·год, грн/ кВт·год.

Собівартість "старої" гальмівної важільної передачі розраховують за формулою:

$$C_{\text{заг}} = C_{\text{ел}} + M, \tag{6.3}$$

де M – витрати на матеріал.

Зробимо розрахунок за формулами (6.1) – (6.3):

$$A_{\text{обр}} = 4,5 \cdot 6,54 = 29,43 \text{ кВт/год};$$

$$C_{\text{ел}} = 29,43 \cdot 4,11 = 120,95 \text{ грн};$$

$$C_{\text{заг}} = 120,95 + 12350 = 12470,95 \text{ грн}.$$

Фонд оплати праці розраховується за такою формулою:

$$\text{ФОП} = E_{озп}\ , \tag{6.4}$$

де $E_{озп}$ – основна заробітна плата.

Основна оплата праці розраховується за формулою:

$$E_{озп} = C_{\text{с}} + П\ , \tag{6.5}$$

де C_c – тарифна заробітна плата, грн.;

$П$ – премія, грн.

Розмір премії визначається за формулою:

$$П = \frac{С_с \cdot К_{пр}}{100} \quad (6.6)$$

де $К_{пр}$ – коефіцієнт премії (26 %).

Операції з розбирання та збирання гальмівної важільної передачі наведено в таблиці 6.2. Таким чином, з таблиці 6.2 загальний час на встановлення гальмівної важільної передачі склав 2,53 години.

Таблиця 6.2 – Операції з розбирання та складання гальмівної важільної передачі

Вид операції	Час, годин
1	2
Розбирання	
Вибити втулку кріплення кронштейна мертвої точки гальмівного циліндра з балансиром	0,016
Відкрутити кронштейн від гальмівного циліндра	0,042
Відгвинтити гайки і відчепити гальмівний циліндр від рами візка	0,83
Витягнути втулки в місцях з'єднання штока гальмівного циліндра з планкою і балансиром	0,03
Від'єднати тягу від балансирів	0,05
Зняти планку з'єднання балансира і підвіски (з двох боків)	0,05
Вибити втулки в місцях з'єднання великої тяги з попереченою і зняти тяги	0,1
Вийняти втулки в місцях з'єднання підвіски з черевиком і подвійною підвіскою (з 4 боків) і від'єднати черевик із гальмівною колодкою	0,16
Вийняти втулку в місці з'єднання підвісок із рамою візка і зняти підвіску	0,16

Продовження таблиці 6.2

1	2
Складання	
Закріпити гальмівний циліндр із рамою візка	0,12
Прикрутити кронштейн кріплення гальмівного циліндра до гальмівного циліндра	0,05
З'єднати і закріпити подвійну підвіску і черевик з колодкою на підвісці	0,13
З'єднати шток гальмівного циліндра з балансиром за допомогою планки	0,3
З'єднати кронштейн мертвої точки гальмівного циліндра з гальмівним циліндром	0,042
За допомогою втулок закріпити підвіски з балансирами	0,1
З'єднати тягу з балансирами	0,033
Вставити в пази підвісок тріангель і з'єднати з великою тягою	0,37
Загальне	2,53
Випробування	
Перевірка всіх з'єднань	0,1
Накачування повітрям гальмівного циліндра	0,005
Проба гальм	0,083
Загальне	0,19

Тарифна заробітна плата на виробництво і монтаж "старої" гальмівної важільної передачі представлена в таблиці 6.3, визначена на основі таблиці 6.2.

Таблиця 6.3 – Тарифна заробітна плата

Вид робіт	Розряд працівника	Тарифна ставка, грн.	Трудомісткість, чол.-год.	Заробітна плата, грн.
Обробка на фрезерувальному верстаті	8	118,5	6,9	817,65
Встановлення гальмівної важільної передачі	5	84,5	2,53	213,79
Випробування	5	84,5	0,19	16,055
Підсумок	–	–	9,62	1047,5

Зробимо розрахунок за формулами (6.4) – (6.6):

$$П = \frac{1047{,}5 \cdot 26}{100} = 272{,}35 \text{ грн;}$$

$$\text{ФОП} = 1047{,}5 + 272{,}35 = 1319{,}85 \text{ грн.}$$

Таким чином фонд оплати праці працівників для здійснення виробництва однієї "старої" гальмівної важільної передачі та встановлення її на електровоз становить 1319,85 грн.

Витрати на виробництво і заміну гальмівної важільної передачі розраховуються за формулою (6.14)

$$C_{\text{рем}} = C_{\text{заг}} + \text{ФОП}. \tag{6.9}$$

Зробимо відповідний розрахунок:

$$C_{\text{рем}} = 12470{,}95 + 1319{,}85 = 13790{,}8 \text{ грн.}$$

6.2 Економічні показники модернізованої гальмівної важільної передачі

Для визначення економічних показників модернізованої гальмівної важільної передачі використовуються ті самі формули, що були наведені в пункті 6.1.

Сумарна вага всієї гальмівної важільної передачі з обох боків становить 566,42 кг. Можна зробити висновок, що на виготовлення цього вузла знадобиться 567 кг сталі. Вартість 567 кг сталі становить 10773 грн.

Для того щоб визначити витрати на виготовлення модернізованої гальмівної важільної гальмівної передачі, необхідно розрахувати час фрезерування і витрати

електроенергії.

Таблиця 6.4 – Час обробки деталей гальмівної важільної передачі

Оброблювана деталь	Кількість, шт.	Час на обробку однієї деталі, хв	Час на обробку, хв
Тяга	1	23	23
Тяга велика	2	27	44
Кронштейн мертвої точки циліндра	1	10	10
Балансир	2	11	22
Втулка	18	2	36
Планка	6	6	24
Черевик	4	10	40
Гвинт	2	7	14
Підвіска	4	14	56
Гальмівний циліндр	1	14	14
Балка	1	15	15
Перекладина (тріангель)	4	13	52
Підвіска подвійна	4	12	48
Камінь	2	3	6
Всього:			6 год 42 хв

Час на обробку модернізованої гальмівної передачі становить 6 годин 42 хвилини.

Розрахунок витрат електроенергії під час фрезерної обробки розраховується за формулою (6.1).

$$A_{\text{обр}} = 4{,}5 \cdot 6{,}42 = 28{,}89 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію під час обробки гальмівної важільної передачі розраховуються за формулою (6.2)

$$C_{\text{ел}} = 28{,}89 \cdot 4{,}11 = 118{,}74 \text{ грн.}$$

Собівартість модернізованої гальмівної важільної передачі визначається за формулою (6.3)

$$C_{заг} = 118,74 + 10773 = 10891,74 \text{ грн.}$$

Тарифна заробітна плата на виробництво і монтаж модернізованої гальмівної важільної передачі представлена в таблиці 6.5.

Таблиця 6.5 – Тарифна заробітна плата при виробництві та монтажі модернізованої гальмівної важільної передачі

Вид робіт	Розряд працівника	Тарифна ставка, грн.	Трудомісткість, чол.-год.	Заробітна плата, грн.
Обробка на фрезерувальному верстаті	8	118,5	6,7	793,95
Встановлення гальмівної важільної передачі	5	84,5	2,53	213,79
Випробування	5	84,5	0,19	16,055
Підсумок	–	–	9,42	1023,795

Зробимо розрахунок за формулами (6.4) – (6.8):

$$П = \frac{1047,5 \cdot 26}{100} = 272,35 \text{ грн;}$$

$$\text{ФОП} = 1047,5 + 272,35 = 1319,85 \text{ грн.}$$

Таким чином фонд оплати праці працівників для здійснення виготовлення однієї модернізованої гальмівної важільної передачі та встановлення її на електровоз становить 1319,85 грн.

Вартість виготовлення модернізованої гальмівної важільної передачі і заміна "старої" для локомотивів визначається за формулою:

$$C_{пр} = C_{заг} + \text{ФОП}. \quad (6.10)$$

Зробимо відповідний розрахунок:

$$C_{\text{пр}} = 10891,74 + 1319,85 = 12211,59 \text{ грн.}$$

Таблиця 6.6 – Різниця у вартості виготовлення гальмівної важільної передачі

Найменування витрат	Вартість виготовлення "старої" ТРП, грн.	Вартість виготовлення модернізованої ТРП, грн.	Відхилення, тис. грн.
Витрати на електричну енергію під час оброблення	120,95	118,74	2,21
Вартість матеріалу	12350	10773	1577
Заробітна плата	1047,5	1023,8	23,7
Підсумок			1602,91

Таким чином виробництво і монтаж модернізованої гальмівної передачі дешевше на 1602,91 грн ніж для "старої" гальмівної важільної передачі. Річний обсяг із заміни гальмівної важільної передачі на заводі-виробнику становить 8 разів на рік. Виходячи з цього можна зробити висновок, що сумарна річна економія від застосування модернізованої гальмівної важільної передачі становить 12823,28 грн.

ВИСНОВКИ

Гальмівна система є найважливішим засобом, що забезпечує безпеку руху та можливість зростання швидкостей руху поїздів. Гальмівна важільна передача як складова гальмівної системи призначена для передачі зусиль від гальмівних циліндрів або від приводу ручних гальм до гальмівних колодок та виконується таким чином, що зусилля натискання колодки на бандажі коліс у кілька разів перевершує тиск на поршень у гальмівному циліндрі.

У першому розділу кваліфікаційної роботи досліджено особливості конструкції гальмівної важільної передачі, вимоги, що до її роботи та оснащеності.

У результаті дослідження статистичних даних про надійність роботи гальмівної важільної передачі в експлуатації встановлено, що кількість її відмов складає від 11 до 15% від всіх відмов механічного обладнання локомотивів. Таким чином, модернізація конструкції гальмівної важільної передачі є нагально актуальною задачею. Тому у наступному розділі проаналізовано зусилля, що діють на складові ГВП.

На основі розрахунків, виконаних у попередньому розділі, а також з використанням проектно-конструкторської документації виконано 3D-моделювання ГВП у SolidWorks Simulation та побудована CAD і CAE модель складових ГВП та самої системи. Далі виконано складання гальмівної важільної передачі.

За результатами статичного розрахунку ГВП встановлено, що групи важелів і окремо взяті елементи мають достатній запас міцності, тим самим можна провести модернізацію всієї ГВП з метою зменшення її маси. Аналіз CAE моделі підтвердив той факт, що ГВП не має несправностей, а матеріал та сама конструкція ГВП витримує експлуатаційні навантаження.

За результатами динамічного розрахунку ГВП встановлено, що максимальна напруга в динамічному розрахунку менша, ніж у статичному, отже, перевірку модернізації на міцність здійснювали тільки в статичному розрахунку.

Запропоновано такі напрямки модернізації: перший – зроблено вирізи в балансирі, поперечині, підвісці та планці, що надало змогу знизити масу ГВП на 89

кг; другий – зменшено товщину тих самих деталей, що надало змогу знизити масу ГВП на 72,54 кг.

Перша модернізація має вимагає контролю збільшеної кількості геометричних параметрів, завдяки появі в конструкції "вирізів" і ребер жорсткості. Тому з погляду виробництва для виготовлення такої гальмівної передачі знадобиться більший час обробки заготовок.

Другий напрямок модернізації не впливає на значне зниження запасу міцності груп важелів і окремо взятих елементів. З погляду виробництва другий напрямок модернізації здійснюється простіше на відміну від першого за рахунок меншої кількості геометричних параметрів (відсутні "вирізи" і додаткові елементи).

Результати економічних розрахунків із запровадження модернізації ГВП підтверджують найдоцільнішим другий напрямок модернізації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Допоміжні системи та устаткування : підручник для ВНЗ залізнич. трансп. Дніпропетровськ : ПП Ліра ЛТД, 2010. 369 с.

2 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина : підручник для ВНЗ залізн. трансп. Дніпропетровськ.: ПП Ліра ЛТД, 2009. 284 с.

3 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування : підручник для ВНЗ залізн. трансп. Дніпропетровськ: ПП Ліра ЛТД, 2010. 358 с.

4 Бабаєв А. М., Дмитрієв Д. В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навч. посіб. Київ : ДЕТУТ, 2007. 176 с.

5 Коренівський М. В. Пневматичне устаткування автоматичних гальм: навч. посіб. Харків, 2006. 122 с.

6 Коренівський М. В., Головко В. Ф., Дерев'янчук Я. В. Гальмове устаткування вагонівміжнародного сполучення: навч. посіб. Харків: УкрДАЗТ, 2007. 103 с.

7 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України: ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015: затв. наказом УЗ 07.06.2001 р., № 312-Ц. Київ: Транспорт України, 2002. 145 с.

8 SolidWorks Surfacing and Complex Shape Modeling Bible - Matt Lombard. Finite Element Analysis with Solidworks Simulation - Pramote Dechaumphai, Sedthawat Sucharitpwatskul.

9 Методи і засоби технічної діагностики гальмівної системи електропоїзда : монографія / Ю. А. Лобатюк, О. Б. Мокін, Б. І. Мокін. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 100 с.

10 Simulation Model for the Monitoring System of Air Brake of the Train and Determining the Place of Breakage [Електронний ресурс] / Oleksandr Mokin, Borys Mokin, Yuriy Lobatiuk // International Journal of Traffic and Transportation

Engineering. – 2014 – V. 3, № 4. – Режим дос- типу до журналу : http://article.sapub.org/10.5923.j.ijtte.20140304.02.html.

11 Інструкція з технічного обслуговування, ремонту та випробування гальмового устаткування локомотивів і моторвагонного рухомого складу. № ЦТ–0058. Київ, 2002, 223с.