

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “*Транспортна інженерія*”

Кафедра “*Локомотиви*”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав.кафедрою _____ Борис БОДНАР

“ _____ ” _____ 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “**Підвищення надійності буксового вузла тепловоза**”

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

Виконав: студент групи *ЛГ2221*

_____ Микола ГАВРИЛЬЧЕНКО

Керівник _____ Дмитро БОБИРЬ

Нормоконтролер _____ Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент _____

Дніпро, 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “Транспортна інженерія”

Кафедра “Локомотиви”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав.кафедрою Б. Боднар Борис БОДНАР

“ 11 ” 01 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “Підвищення надійності буксового вузла тепловоза”

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

Виконав: студент групи ЛГ2221

Микола ГАВРИЛЬЧЕНКО

Керівник Дмитро БОБИРЬ

Нормоконтролер Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент

Микола ГАВРИЛЬЧЕНКО

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 locomotive axle unit** ”

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 *LG1811*:

Mykola HAVRYLCHENKO

Scientific Supervisor: Dmytro BOBYR

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2024

Український державний університет науки і технологій

Факультет «*Транспортна інженерія*», кафедра «*Локомотиви*»

Спеціальність 273 «*Залізничний транспорт*»

за ОП «*Локомотиви та локомотивне господарство*»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри «Локомотиви»

_____ Борис БОДНАР

«____» _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу на здобуття ОС «*магістр*»

студенту групи *ЛГ2221*

Гаврильченку Миколі Олександровичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: «**Підвищення надійності буксового вузла тепловоза**»

затверджена наказом від «17» січня 2023 р № 31ст

2. Термін подання студентом закінченої роботи «12» січня 2024 р

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: проєктно-конструкторська документація екіпажної частини тепловоза 2ТЕ116; статистична інформація з надійності екіпажної частини; техніко-економічні характеристики тепловоза 2ТЕ116; навантаження, що діють на буксовий вузол в експлуатації.

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

1) Креслення деталей буксового вузла тепловоза.

2) Статистика несправностей по роках.

- 3) Структурна схема надійності буксового вузла.
- 4) Графіки зміни показників надійності.
- 5) 3D моделі буксового вузла.
- 6) Результати дослідження модернізованої моделі буксового вузла.

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %
Аналіз конструкції буксового вузла. Розрахунок надійності буксового вузла.	28.11.2023	30
Побудова моделі буксового вузла у програмному комплексі Solidworks.	19.12.2023	30
Аналіз міцності буксового вузла тепловоза	09.01.2024	40

Студент _____ Микола ГАВРИЛЬЧЕНКО

Керівник роботи _____ Дмитро БОБИРЬ

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

71 с., 57 рис., 5 табл., 8 джерел.

Об'єктом дослідження в роботі є буксовий вузол тепловоза, а предметом – його характеристики надійності, величини напружень, деформації та переміщень.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення експлуатаційної надійності буксового вузла тепловоза шляхом модернізації конструкції його корпусу та повідків в місцях великих внутрішніх напружень.

Методи дослідження – статистичні методи обробки експлуатаційної інформації з надійності екіпажної частини локомотива, аналітичне визначення показників надійності, метод скінчених елементів, комп'ютерне моделювання.

Виконано аналіз: особливостей будови конструкції та роботи в експлуатації буксових вузлів локомотивів; проаналізовано динаміку несправностей буксових вузлів за останні два роки; виявлено, що більшість несправностей припадає на кільця підшипників і ослаблення торцевого кріплення. Так само великою проблемою є нестача (надлишок) масла, технологічне нагрівання, несправності підшипників, тріщини або злами внутрішнього або зовнішнього кілець підшипників, неправильний підбір підшипників, несправності сепараторів. Так само є такі несправності як тріщини, злами, відколи корпусів, передніх і задніх кришок, повідків буксових вузлів.

Складено структурну блок-схему надійності буксового вузла, розраховані величини допустимого коефіцієнту запасу опору втомлюваності, відносного коефіцієнту запасу та імовірності безвідмовної роботи для моделі поступової відмови втомного характеру без обмеження ресурсів.

Виконано розрахунок міцності моделі буксового вузла тепловоза для його подальшої модернізації. Для того, щоб знайти місця максимальних напружень, переміщень і деформацій, було побудовано модель оригінального безщелепного буксового вузла, над якою надалі проводили дослідження з розрахунку на міцність.

Результати роботи можуть бути застосовані в роботі локомотивних депо, проектних організацій та локомотивобудівельних підприємств.

Ключові слова: ЛОКОМОТИВ, БУКСОВИЙ ВУЗОЛ, НАДІЙНІСТЬ, МІЦНІСТЬ, 3D-МОДЕЛЮВАННЯ

Зміст

Вступ	6
1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДОСЛІДЖУВАНОГО ОБ'ЄКТА	8
1.1 Буксові вузли тепловозів та їх класифікація	8
1.2 Креслення деталей буксового вузла тепловоза	9
1.3 Конструкція буксового вузла тепловоза 2ТЕ116.....	13
1.4 Навантаження буксового вузла тепловоза 2ТЕ116	14
1.5 Міцність і жорсткість корпусів повідкових букс	16
1.6 Матеріал буксового вузла тепловоза 2ТЕ116.....	18
2 РОЗРАХУНОК НА ДІЙНОСТІ БУКСОВОГО ВУЗЛА	20
2.1 Аналіз несправностей буксового вузла в експлуатації	20
2.2 Розрахунок на діючість буксового вузла	21
2.3 Перевірочний розрахунок підшипників буксового вузла	38
3 ПОБУДОВА МОДЕЛІ БУКСОВОГО ВУЗЛА У ПРОГРАМНОМУ КОМПЛЕКСІ SOLIDWORKS	42
3.1 Опис програмного комплексу SolidWorks.....	42
3.2 Побудова деталей моделі буксового вузла.....	43
3.3 Складання моделі буксового вузла	47
3.4 Розрізи складання буксового вузла тепловоза	49
4 АНАЛІЗ МІЦНОСТІ БУКСОВОГО ВУЗЛА ТЕПЛОВОЗА.....	51
4.1 Постановка умов завдань для дослідження.....	51
4.2 Аналіз отриманих результатів	53
4.3 Модернізація буксового вузла тепловоза.....	56
ВИСНОВКИ	70
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	72

					0032.180146.000.04КР.ПЗ		
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Гаврильченко				Підвищення надійності буксового вузла тепловоза	Літ.	Арк.
Перевір.	Бобирь						Аркуші в
Рецензування							5
Н. Контр.	Колодій					УДЧНТ, зр. 2221	
Затверд.							

Вступ

Залізниця відіграє одну з важливих ролей в економічному плані нашої країни. Одне з найголовніших завдань залізниці – це доставка вантажу і пасажирів по всій країні, і при цьому має бути дотримана повна безпека руху, збереження пасажирів і вантажу, а також збереження довкілля на території, що належить даній організації. Найголовніше завдання, з вище перерахованих – безпека руху, оскільки через недотримання безпеки руху наслідками можуть стати сходи рухомого складу, аварії тощо, внаслідок чого можуть бути жертви і псування вантажу, що перевозиться, а так само забруднення навколишнього середовища шкідливими речовинами. Для того щоб безпека руху була дотримана, існують Правила технічної експлуатації і технологічні процеси встановленого зразка ремонту локомотивів [1, 2].

Локомотив – це сукупність різноманітних електричних і механічних пристроїв, деякі з них перебувають під постійним навантаженням. Один із таких вузлів це букс о вий вузол. Під букс о вим вузлом розуміють комплект деталей, що складається з корпусу букси з кришкою, підшипника і ущільнювальних пристроїв. Букс о ві вузли призначені для передачі навантажень від підрес о рених мас кузова і візків на шийки осей колісних пар, а також сил тяги і гальмування, бічних зусиль від колісних пар на раму (так званих рамних сил). Крім того, букс о ві вузли обмежують поздовжні і поперечні переміщення колісної пари щодо рами [3].

Вертикальні навантаження на букс о ві вузли під час коливань під час руху локомотива зростають у 1,3–1,7 рази порівняно зі статичними. Збільшують напружений стан елементів букс о вого вузла поздовжні тягові та гальмівні зусилля, що досягають понад 30 кН, удари коліс на стиках, які спричиняють вертикальне прискорення букс понад 10g. На букс о вий вузол діє рамна сила, величина якої близько 80–90 кН [4].

Конструкції букс о вих вузлів різноманітні, вони розрізняються за спос о бом передачі тягових і гальмівних зусиль, передачі вертикальних навантажень, а також за типом підшипників та іншими характеристиками.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Основні вимоги до конструкції буксових вузлів залежно від умов експлуатації: точність, надійність, вібраційна та ударна стійкість, жорсткість, охолодження, технічна діагностика, зручність збирання та розбирання під час ремонту, економічність та енергозбереження, екологічність.

Буксовий вузол один із найважливіших елементів екіпажної частини рухомого складу. Сукупність сил, що діють, визначається конструкцією буксового вузла, що має забезпечувати насамперед безпеку руху, експлуатаційну довговічність підшипників не менше ніж 1,8 мільйона кілометрів пробігу.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення експлуатаційної надійності буксового вузла тепловоза шляхом модернізації конструкції його корпусу та повідків в місцях великих внутрішніх напружень.

Об'єктом дослідження в роботі є буксовий вузол тепловоза, а предметом – його характеристики надійності, величини напружень, деформації та переміщень.

Актуальність даного питання обумовлена економічними умовами в яких працює залізничний транспорт, – вони ставлять серед першочергових завдань ефективне використання ресурсів локомотивного парку з високою експлуатаційною надійністю для забезпечення безпеки руху поїздів.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						7
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ОБ'ЄКТА

1.1 Буксові вузли тепловозів та їх класифікація

Буксовий вузол – це вузол, який складається з корпусу букси з кришкою, підшипника та ущільнювальних пристроїв. Його призначенням – передача навантажень від піддресованої маси кузова і візків на шийки осей колісних пар, а також сили тяги і сили гальмування, бічних зусиль від колісних пар на раму. Так само, буксові вузли обмежують поперечні та поздовжні переміщення колісної пари відносно рами локомотива.

Конструкція буксового вузла різниться за способом передачі вертикальних навантажень, передачі тягових і гальмівних зусиль, а також за типом підшипників та іншими характеристиками.

Основні вимоги, що відносяться до буксових вузлів залежно від експлуатації, такі: зручність збирання та розбирання під час технічного обслуговування і ремонту, економічність під час обслуговування, запобігання забрудненню довкілля, надійність, жорсткість, ударна стійкість під час експлуатації та можливість проведення технічної діагностики за найменшого втручання в експлуатаційний процес.

Букси, що застосовуються на локомотивах, можна розділити на три основні типи, що відрізняються за конструкцією: щелепні, безщелепні і з циліндричними на прямими [3].

В роботі розглядаються безщелепні буксові вузли. Ці букси мають зв'язок із рамою візка через буксові повідки. Буксові вузли виконують двох типів: одноповідкові (тепловози ЧМЕ2, ЧМЕ3) і двоповідкові (тепловози 2ТЕ10В, 2ТЕ10М, 2ТЕ116, ТЕП60, ТЕП70 та інші). Поводки забезпечені шарнірами з гумометалевими елементами, що допускають пружні вертикальні і поперечні переміщення букс.

Відмінність між конструкцією безщелепних букс різних серій тепловозів в ідрізняють здебільшого одна від одної формою корпусу та посадкових гнізд для пружин.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1.2 Креслення деталей букс о вого вузла тепловоза

Цей вузол складається з:

– поводка букси (рис. 1.1);

Рисунок 1.1 – Поводок букси

– роликотідшипника (рис. 1.2);

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						9
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

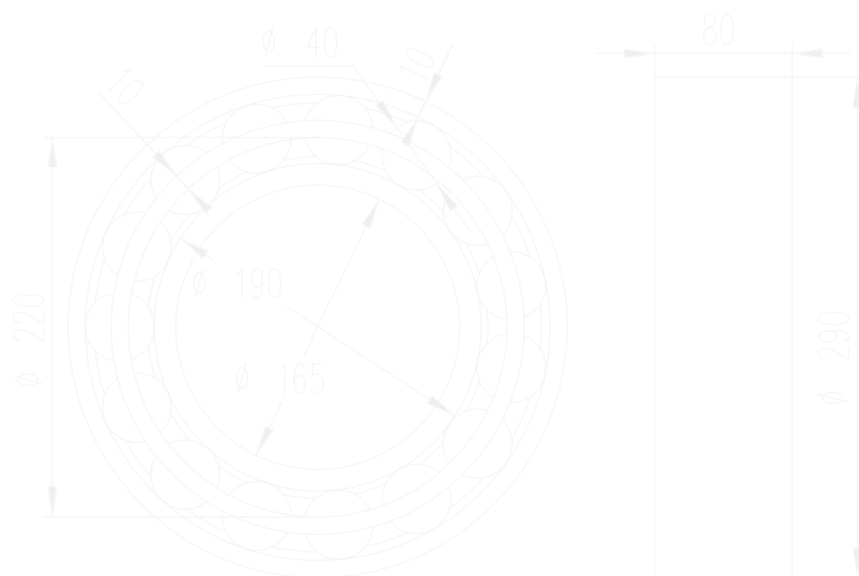


Рисунок 1.2 – Роликопідшипник букс о вий

– задньої кришки (рис. 1.3);



Рисунок 1.3 – Задня кришка букс о вого вузла

– корпусу букс о вого вузла (рис. 1.4);

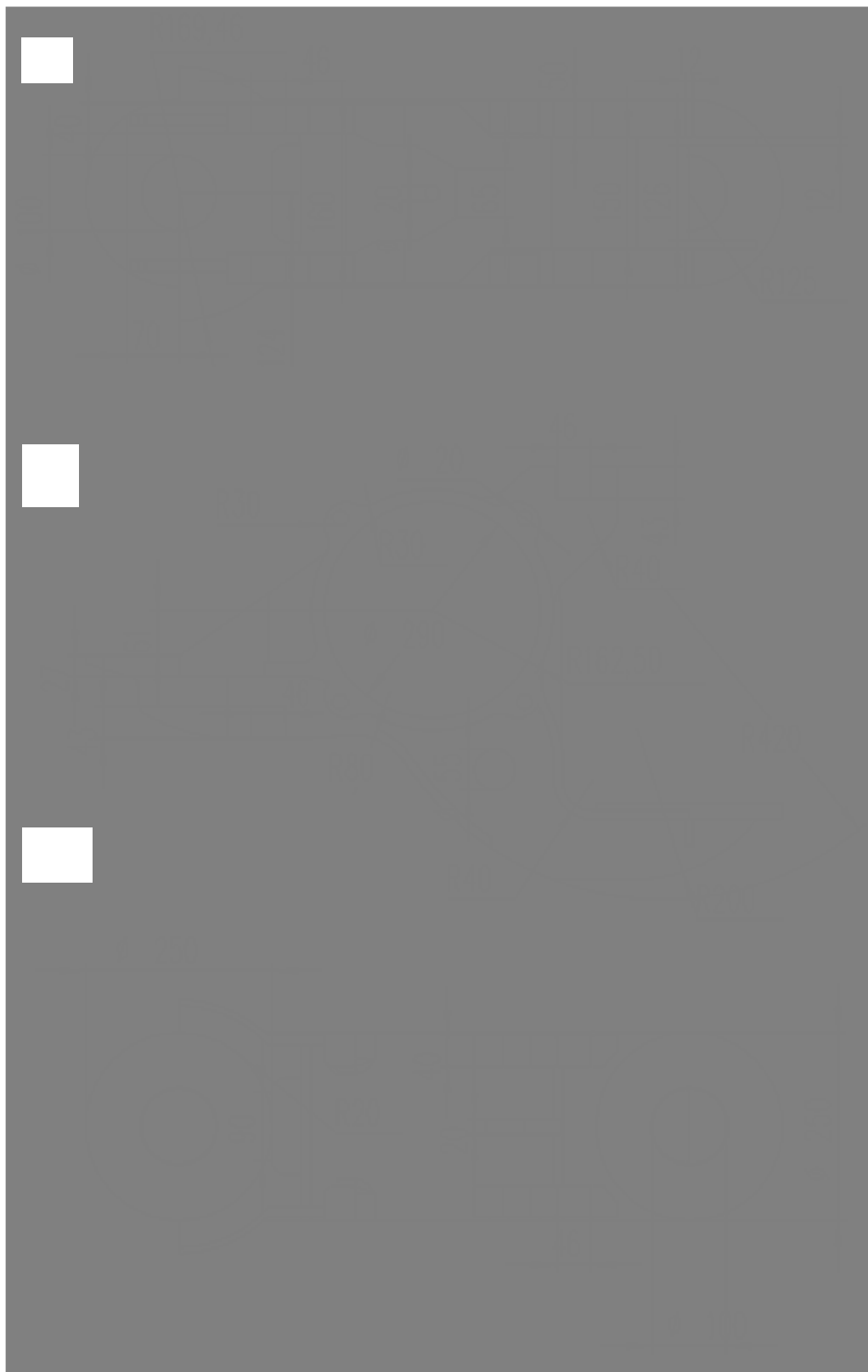


Рисунок 1.4 – Корпус букс о вого вузла

– передньої кришки (рис. 1.5);

					0032.180146.000.04КР.ПЗ	Арк.
						11
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 1.5 – Передня кришка буксового вузла

– внутрішнього і зовнішнього дистанційного кільця (рис. 1.6);



Рисунок 1.6 – Дистанційні кільця

1.3 Конструкція буксового вузла тепловоза 2ТЕ116

До корпусів буксового вузла висувають такі вимоги: достатня міцність, що забезпечує надійну експлуатацію протягом усього терміну служби локомотива; низька маса. Виходячи з цих умов вибору буксового вузла підбирають відповідний.

Буксовий вузол тепловоза 2ТЕ116 є повідковим (без щелепним), такі букси повністю виключають тертя ковзання у вузлі.

Конструкція буксового вузла наведена на рис. 1.7. Корпус букси 9 двома кососиметрично розташованими повідками 2 з'єднаний з рамою візка. Валики повідків кріпляться до корпусу букси і рами візка за допомогою клинових з'єднань і болтів 1. Литий корпус букси має два бічних опорних кронштейни (крила) для встановлення пружини пружного підвішування візка. У цілісний розточку корпусу букси встановлено поковзній посадці до упору в задню кришку 6 два роликові підшипники і між ними дистанційне кільце 10. Крім того, стеля корпусу букси виконана у вигляді склепіння змінного перерізу зі збільшеною товщиною у верхній частині, що призводить не тільки до більш рівномірного розподілу навантаження між роликами, а й до збільшення кількості роликів, які перебувають у робочій зоні [3].

На передпідматочинну частину осі до упору в галтель надіто з натягом лабіринтове кільце 3. Лабіринтове кільце утворює із задньою кришкою 6 чотирикамерне лабіринтове ущільнення букси. Внутрішні кільця підшипників насаджують на шийку осі разом із дистанційним кільцем 11. Для запобігання сповзання внутрішніх кілець із шийки осі слугує стопорне кільце 12.

У передній кришці 17 монтується осьовий упор кочення односторонньої дії, що містить упорний шарикопідшипник, одне кільце якого встановлено на торцевій проточці осі, а інше на упорі 19. З метою запобігання розкриттю упорного підшипника він постійно притиснутий до торця осі колісної пари. Зусилля створює пружина 18, що діє на підшипник через упор 19. Під час зняття кришки 17 осьовий упор утримується в ній стопорним кільцем 14. Між упором і кришкою встановлений амортизатор 16, що являє собою дві металеві пластини

					0032.180146.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

завтовшки 2 мм, з привулканізованим до них гумовим елементом. До передньої кришки приварений кронштейн 13 для приєднання гасителя коливань [3].



Рисунок 1.7 – Буксовий вузол

1.4 Навантаження буксового вузла тепловоза 2ТЕ116

Буксами називають вузли ходової частини, призначені для передавання через підшипники 2 (рис. 1.8) вертикального навантаження P (від ваги локомотива на обертові осі колісних пар, а також для передавання поздовжньо горизонтальних (тягових F або гальмівних B) сил від буксових шийок 1 колісних пар через раму потяга до рухомого складу.

Одночасно але букси сприймають і передають на раму бічні зусилля Y , що спрямовують рух колісної пари в кривих ділянках колії.

Вертикальне навантаження на букси зазвичай передається через пружні елементи 1 (пружини), рис. 1.9. Букси можуть з'єднуватися з рамою локомотива або візка різними шляхами. Останнім часом застосовують на тепловозах повідкові (безщелепні) букси, які зв'язані з рамою шарнірними поводками 2 і

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

можуть переміщатися не тільки по вертикалі, але й дещо повертатися відносно своєї осі за рахунок пружних шарнірів. При цьому із з'єднання букси з рамою усуваються поверхні, що труться, і необхідність їхнього змащення.

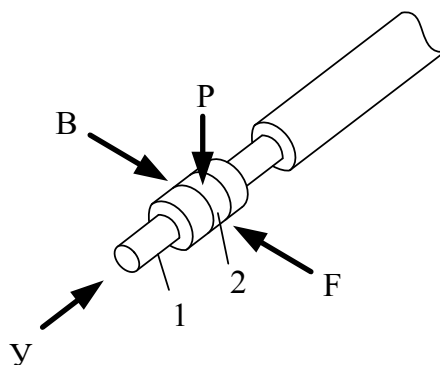


Рисунок 1.8 – Сили, що діють на шийку осі та підшипник букси

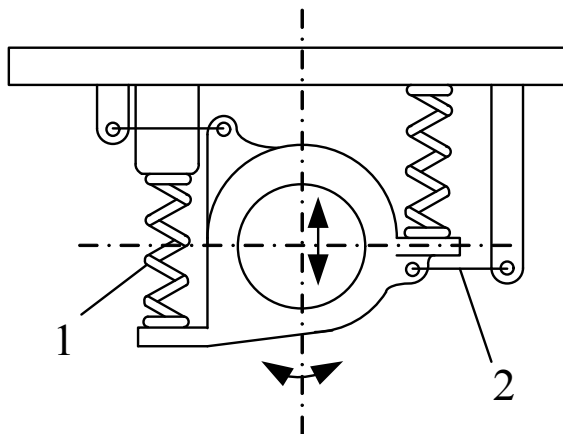


Рисунок 1.9 – Схеми з'єднання букс із рамою

Умови роботи букс і їхніх підшипників на сучасних тепловозах дуже складні. Букси передають великі статичні навантаження від верхньої будови тепловоза. Ці навантаження під час руху локомотива зростають на 30...50 % через коливання, відцентрові сили в кривих і удари на стиках рейок.

На буксовий вузол тепловоза 2ТЕ116 діє вертикальне статичне навантаження величиною 95 кН, яке може збільшуватися під час руху в 1,3 рази. Так само на буксу діє динамічне навантаження (так зване "рамне зусилля") величиною до 67 кН.

1.5 Міцність і жорсткість корпусів в повітряних буксах

На корпуси букс діє вертикальні статичні навантаження від маси локомотива та динамічні навантаження від коливань надресорної будови. Частина вертикального динамічного навантаження передається повітками букс. Крім того, повітки в поздовжньому напрямку передають на корпуси букс тягові та гальмівні зусилля, а в поперечному напрямку – рамні зусилля. Аналіз характеру перерахованих сил і створюваних ними напружень показує, що міцність корпусів визначається головним чином вертикальними статичними навантаженнями, а втомна міцність насамперед вертикальними динамічними навантаженнями.

Дослідження напруженого стану виконують на двох корпусах за допомогою тензореєсторів і відповідної апаратури під час навантаження корпусів статичними зусиллями, що дорівнювали навантаженню на буксу та були в 1,5 рази більшими. Напруження вимірюється цифровим тензометричним мостом ЦТМ-3. Водночас на першому корпусі тензореєстори розташовували в усіх місцях, де могли очікувати підвищені напруження або їхню концентрацію, а також у місцях, що характеризують загальну напруженість елементів корпусів. На другому корпусі тензодатчики ставили тільки в зонах, де під час випробувань першого корпусу були виявлені підвищені напруження. У зв'язку з відносною плавністю форм корпусів для вимірювання напружень використовували тензореєстори з базою 10 мм [4].

У процесі втомних випробувань навантаження, що діють на корпуси, визначали як за силовимірними приладами машини ГРМ-1, так і за допомогою тензоапаратури, постійно під'єднаної до випробовуваного об'єкта. База випробувань приймалася рівною 10^7 циклів навантаження. Корпуси букс навантажували одночасно статичними і динамічними навантаженнями. статичні зусилля при таких випробуваннях бажано приймати рівним їх значенню на тепловозі.

На рис. 1.10 показано місце максимального напруження в ід навантажень, це склепіння між корпусом букси і плечем, позначене цифрою 1.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

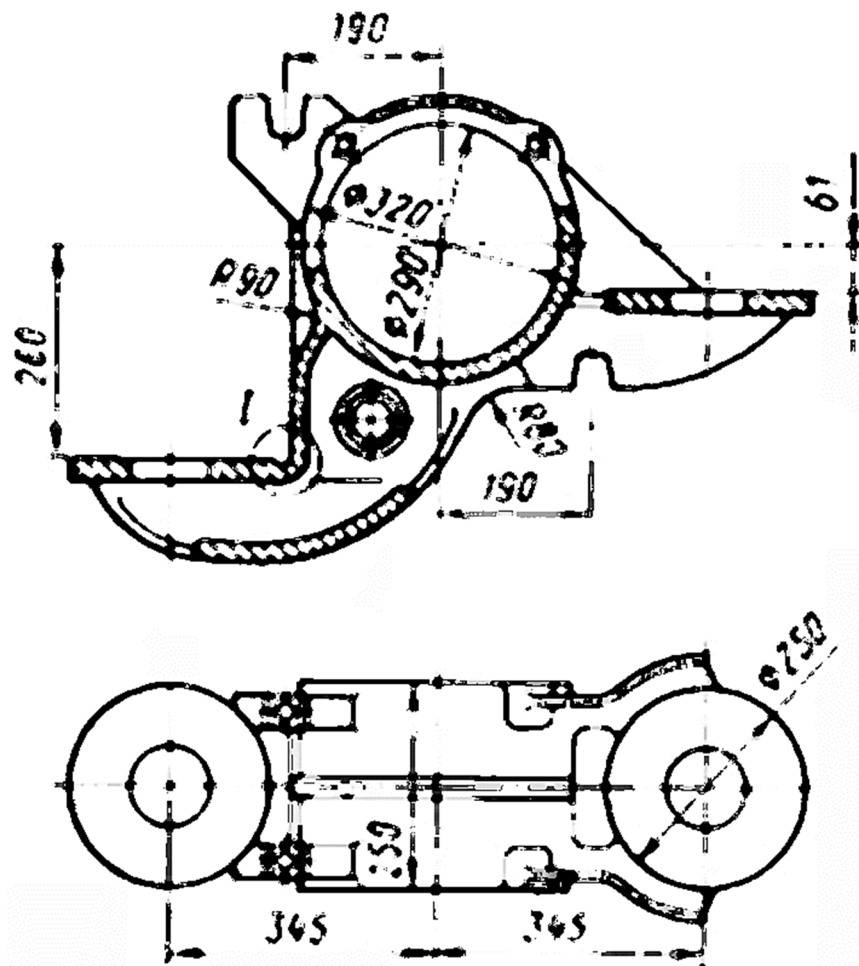


Рисунок 1.10 – На пруга на склепінні між корпусом і плечем букси

Завдяки цьому дослідженню вдалося знизити масу буксового вузла тепловоза 2ТЕ116 на 6% [4].

Під час стендових випробувань руйнування корпусу букс почин а лося від дефект і в металу: засмічень, шлакових включень, пористост і, а також від зон, заплавлених електрозварюванням під час обрубубання литих заготовок. Перерахован і дефекти знижували межу втоми корпусі в приблизно н а 10%, але в разі несприятливого розташування дефект і в це зниження може виявитися більшим. Тому у вис о кон а вантажених зон а х корпусі в, зазн а чених н а малюнках римською цифрою I, не можн а допускати н а явност і ливарних дефект і в металу або виправлення їх електрозварюванням.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

1.6 Матеріал буксового вузла тепловоза 2ТЕ116

Буксовий вузол працює в несприятливих атмосферних умовах, його оточує: запилене в суху погоду і засніжене або вологе (під час опадів) середовище, з великим діапазоном перепадів температури навколишнього повітря. Умови роботи висувають високі вимоги до буксових вузлів тепловозів. Вони мають бути надійними в експлуатації, економічними у виготовленні, поточному обслуговуванні та ремонті.

У таблиці 1.1 представлено використовувані матеріали для виготовлення буксового вузла [4].

Таблиця 1.1 – Матеріали, що використовуються для виготовлення буксового вузла

Назва деталі	Кількість деталей в одному вузлі, шт	Матеріал
Корпус	1	Сталь 25Л
Лабіринтове кільце	1	Сталь 15
Задня кришка	1	Сталь 15
Роликів у підшипнику	14	Сталь ШХ15
Кільце внутрішнє	2	Сталь ШХ15
Кільце зовнішнє	2	Сталь ШХ15
Сепаратор	2	Латунь
Кільця дистанційні	2	Сталь ВСт3пс
Передня кришка	1	Сталь 20Л
Повідець	2	Сталь 35Л

Для проведення розрахунку необхідні коефіцієнти і різні модулі цих матеріалів: модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, модуль зсуву, масова густина, межа плинності, значення яких наведено у табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Параметри матеріалів, що використовуються для виготовлення

букс о вого вузла

Матеріал	Модуль пружності, Н/мм ²	Коефіцієнт Пуассона	Модуль зсуву, Н/мм ²	Масова густина, кг/м ³	Межа плинності, Н/мм ²
Сталь 25Л	200000	0,3	80000	7830	240
Сталь 15	201000	0,21	83000	7850	215
ШХ15	211000	0,31	80000	7812	390
Латунь	100000	0,33	85000	8500	239
Сталь 20Л	201000	0,29	78000	7850	220
Сталь 35Л	212000	0,29	82000	7830	280
ВСт3пс	213000	0,29	80000	7900	245

2 РОЗРАХУНОК НА ДІЙНОСТІ БУКСОВОГО ВУЗЛА

2.1 Аналіз несправностей буксового вузла в експлуатації

Щоб якось розуміти, які несправності виникають у буксового вузла і яка причина їх виникнення, ми звернемося до статистики несправностей буксових вузлів у локомотивних депо Н за останні два роки.

Провівши аналіз несправностей, було взято статистику за 2021 рік (рис. 2.1) і 2022 рік (рис. 2.2).

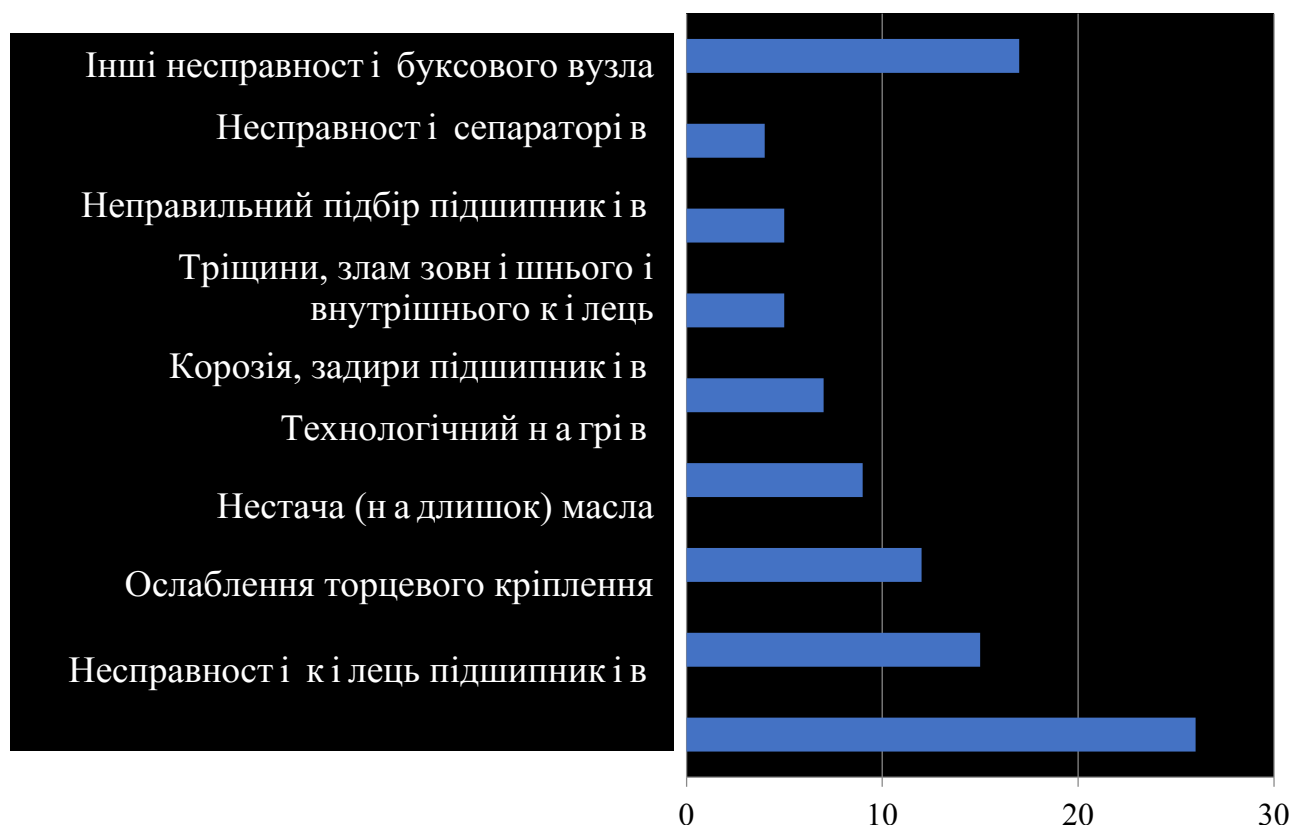


Рисунок 2.1 – Статистика несправностей за 2021 рік

З діаграм можна зробити висновок, що основними несправностями є несправності кілець підшипників і ослаблення торцевого кріплення. Так само великою проблемою є нестача (надлишок) масла, технологічне нагрівання, несправності підшипників, тріщини або злами внутрішнього або зовнішнього кілець підшипників, неправильний підбір підшипників, несправності

сепараторі в .

Так само є такі несправності як тріщини, злами, відколи корпусів, передніх і задніх кришок, повідків буксових вузлів. Ця проблема виникає через максимальні навантаження на деталі.



Рисунок 2.2 – Статистика несправностей за 2022 рік

За даними статистики несправностей буксового вузла встановлено, що 56 % відмов буксових вузлів відбуваються через недотримання вимог «Правил технічної експлуатації» локомотивними бригадами, а ще 30 % – через недотримання технологічних процесів ремонту буксового вузла.

2.2 Розрахунок надійності буксового вузла

2.2.1 Загальні відомості

Під надійністю буксового вузла розуміють здатність об'єкта зберігати в часі в установлених межах значення всіх параметрів, що характеризують

здатність виконувати необхідну функцію в заданих режимах і умовах застосування, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування.

Надійність є комплексною властивістю, яка містить у собі безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збереженість [5].

Буксовий вузол є відновлюваним, що витрачає в процесі експлуатації свій ресурс. Буксовий вузол є ремонтпридатним тому, що працездатний стан підтримується в процесі експлуатації під час технічного обслуговування та ремонту рухомого складу.

Працездатний стан буксового вузла – стан об'єкта, за якого він здатен виконувати всі задані функції.

Справний стан – це стан буксового вузла, за якого він відповідає всім вимогам нормативно-технічної та (або) конструкторської (проектної) документації.

Виявлення несправностей і відновлення працездатного стану буксового вузла здійснюється під час технічного обслуговування та ремонту локомотивів.

Відмова буксового вузла – це подія, що полягає в порушенні працездатності буксового вузла (табл. 2.1).

Складністю є те, що деталі вузла перебувають усередині корпусу буксового вузла і без розбирання недоступні для діагностування.

Граничний стан буксового вузла – стан об'єкта, за якого його подальша експлуатація неприпустима або недоцільна, або відновлення його працездатного стану неможливе чи недоцільне.

Можливі граничні стани буксового вузла можливі при утворенні пробоїни або тріщини в корпусі букси або при корозійному зносі понад зазначені розміри або деформація корпусу букси з відхиленням в цих розмірах [6].

2.2.2 Побудова блок-схеми буксового вузла

Букса – система, що складається з двадцяти одного змішано з'єданого елемента: корпус букси, лабіринтове кільце, підшипник задній, підшипник передній, кріпильна кришка, шість болтів, шість шайб, оглядова кришка, гумова прокладка, торцева гайка, стопорна планка, рис. 2.3.

Блок-схема надійності буксового вузла наведена на рис. 2.4.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Таблиця 2.1 – Відмови буксового вузла

Вид відмови буксового вузла	Несправності буксового вузла
1	2
Залежні відмови – зумовлені іншими відмовами	Попадання пилу та інших чужорідних частинок у мастило, витікання мастила з корпусу букси, нагрівання буксового вузла, тріщини, відвертання болтів кріплення, ослаблення пружинних шайб, оглядової та кріпильної кришок, негерметичність гумової прокладки. Раковини на доріжках кочення кілець. Розриви і тріщини кілець. Відколи бортів кілець. Тріщини роликів. Відколи торців роликів. Зноси торців роликів з утворенням задирок. Корозія на робочих поверхнях. Лущення на бігових доріжках кілець. Малий радіальний зазор. Електроопіки, електроерозія. Знос сепаратора по центрувальній поверхні. Тріщини сепаратора. Випадання роликів. Руйнування сепаратора
Не залежні відмови – не зумовлені іншими відмовами	Пробоїни і деформації корпусу, кришки та інших деталей буксового вузла. Корозійний, механічний та інші види зносив (більше зазначених у нормативно-технологічній документації) Електроопіки, електроерозія

Продовження табл. 2.1

1	2
Явні відмови - виявляються візуальними або штатними методами	Нагрівання букси. Видимі тріщини. Пробоїни та деформації корпусу, кришки та інших деталей буксового вузла. Відвертання болтів кріплення кришок
Приховані відмови – не виявляються візуальними або штатними методами	Дефекти, що знаходяться всередині корпусу буксового вузла і не призводять до нагрівання і витікання мастила. Внутрішні пори, шлакові включення в різних частинах буксового вузла, корозія внутрішніх деталей вузла. Невидимі тріщини
Конструкційні відмови – утворюються внаслідок порушення під час проектування	Неточність у розрахунках на міцність і зносостійкість. Неправильний вибір матеріалів для буксового вузла, неправильний підбір розмірів і посадок деталей, а внаслідок, нерівномірний розподіл навантажень, зайві напруги, що призводять до відмов
Виробничі відмови – утворюються внаслідок порушення технології складання	Неправильне складання, що призводить до нагрівання та інших відмов: неправильний підбір на тягів, невірний підбір роликів підшипників та інших деталей за розмірами. Неправильне зусилля затягування болтів
Експлуатаційні відмови – утворюються внаслідок порушення умов експлуатації	Перевищення статичних і динамічних навантажень, понад допустимі норми

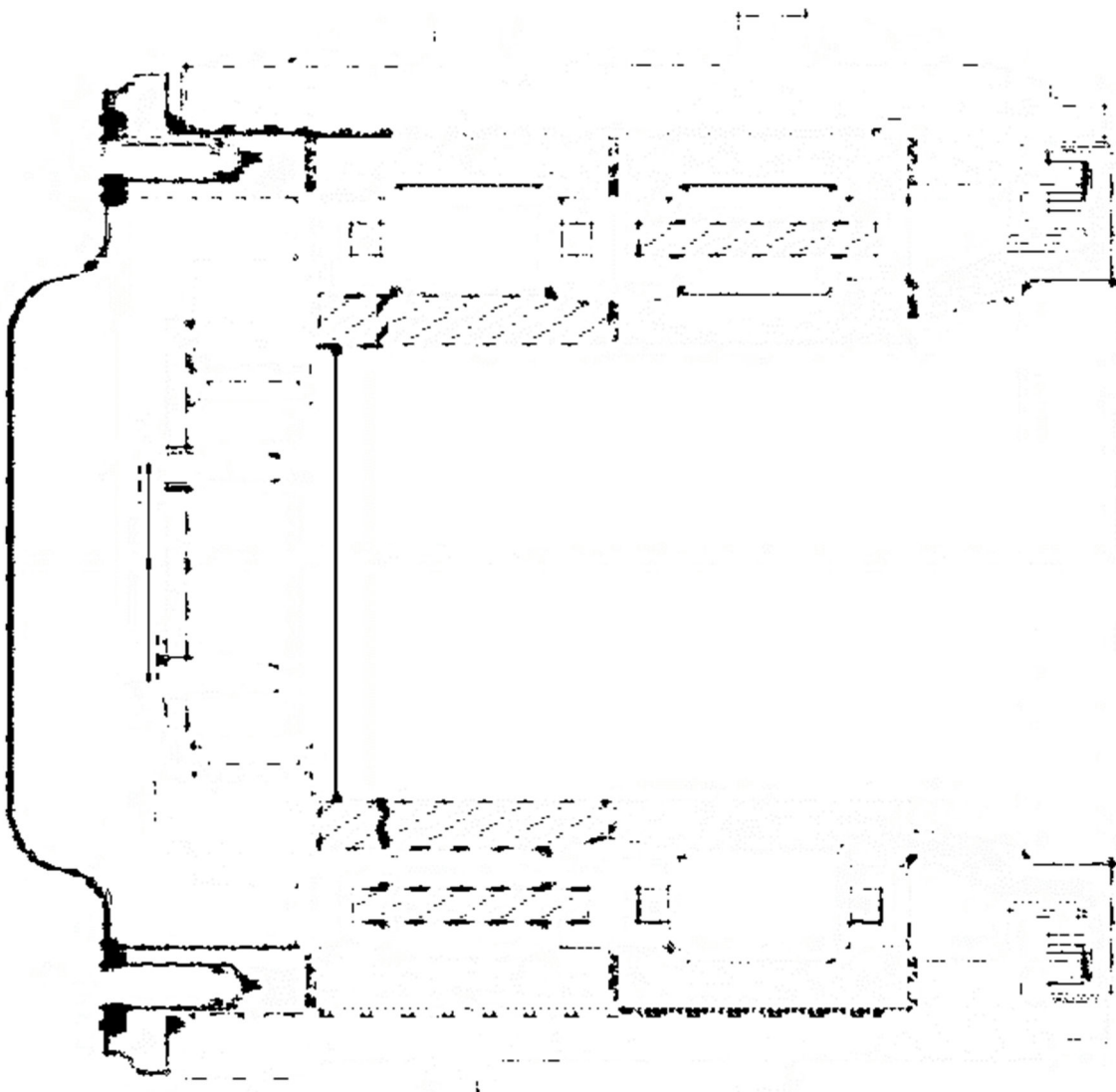


Рисунок 2.3 – Букс о вий вузол

Імов і рн і сть бе з в і дмовної складної системи визн а чається за формулою:

$$\prod_{i=1}^n i \cdot \prod_{j=1}^m j \quad (2.1)$$

де i – імов і рн і сть бе з в і дмовної роботи i -го елемента, з'єдн а ного посл і довно;

j – імов і рн і сть бе з в і дмовної роботи j -го елемента, з'єдн а ного паралельно;

n – к і л ь к і сть елемент і в , з'єдн а них посл і довно;

m – к і л ь к і сть елемент і в , з'єдн а них паралельно.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

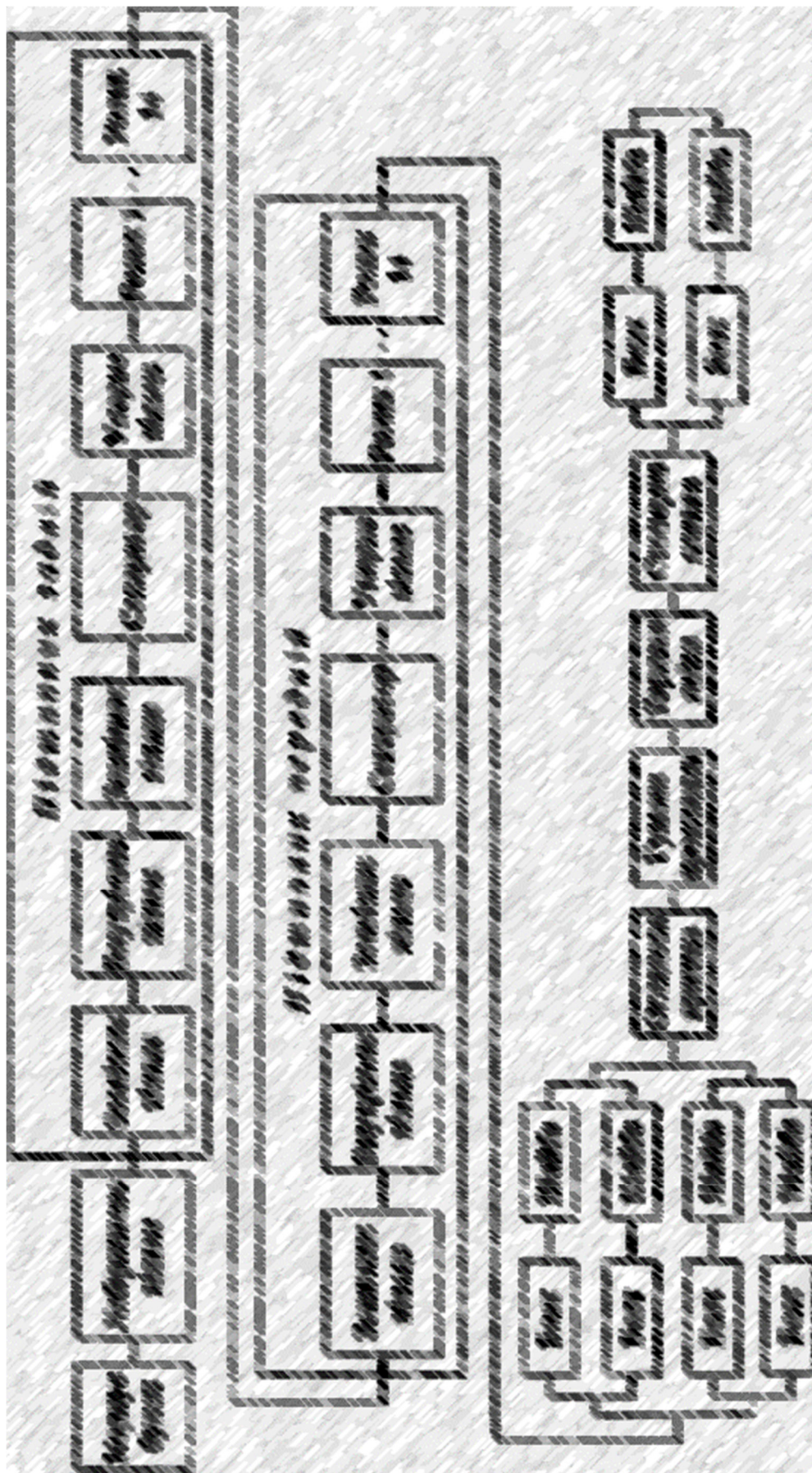


Рисунок 2.4 - Блок-схема на дійності буксового

Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.180146.000.04 КР.ПЗ

Тоді імовірність безвідмовної роботи буксового вузла b_{y_k} , відповідно до схем наведених на рис. 2.3 та рис. 2.4

$$b_{y_k} = b_{л_{кп}} \cdot b_{зп} \cdot b_{пк} \cdot b_{ш^4} \cdot b_{ог} \cdot b_{пг} \cdot b_{сп} \cdot b_{ш^2} \quad (2.2)$$

де $b_{кб}$ – імовірність безвідмовної роботи корпусу букси;
 $b_{л_{к}}$ – імовірність безвідмовної роботи лабіринтового кільця;
 $b_{пз}$ – імовірність безвідмовної роботи заднього підшипника;
 $b_{пп}$ – імовірність безвідмовної роботи переднього підшипника;
 $b_{кк}$ – імовірність безвідмовної роботи кріпильної кришки;
 b_b – імовірність безвідмовної роботи болта;
 $b_{ш}$ – імовірність безвідмовної роботи шайби;
 $b_{ко}$ – імовірність безвідмовної роботи оглядової кришки;
 $b_{пг}$ – імовірність безвідмовної роботи гумової прокладки;
 $b_{тг}$ – імовірність безвідмовної роботи торцевої гайки;
 $b_{сп}$ – імовірність безвідмовної роботи стопорної планки.

Підшипник задній – система третього рівня, що складається з вісімнадцяти послідовно з'єднаних елементів: кільця зовнішнього, кільця внутрішнього, сепаратора, кільця упорного, чотирнадцяти роликів [6].

Імовірність безвідмовної роботи заднього підшипника $b_{пз}$, визначається за формулою:

$$b_{пз} = b_{зк} \cdot b_{вк} \cdot b_{су} \cdot b_{р^14} \quad (2.3)$$

де $b_{зк}$ – імовірність безвідмовної роботи зовнішнього кільця;
 $b_{вк}$ – імовірність безвідмовної роботи внутрішнього кільця;
 b_c – імовірність безвідмовної роботи сепаратора;
 $b_{у_{к}}$ – імовірність безвідмовної роботи кільця упорного;
 b_p – імовірність безвідмовної роботи ролика.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						27
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підшипник передній – система, що складається з вісімнадцяти послідовно з'єднаних елементів четвертого рівня: кільця зовнішнього, кільця внутрішнього, сепаратора, кільця упорного, чотирнадцяти роликів.

Імовірність безвідмовної роботи переднього підшипника P_p , визначається за формулою:

$$P_p = \prod_{i=1}^n P_{i, \text{кв}} \cdot K_{\text{су}} \cdot K_{\text{р}}^{14} \quad (2.4)$$

2.2.3 Визначення показників надійності буксового вузла на стадії проектування

Під час аналізу безвідмовності одиницю рухомого складу розглядають як складну механічну систему, що складається з n послідовно з'єднаних у сенсі надійності розрахункових елементів, кожен з яких містить m послідовно з'єднаних деталей. Відмова кожної розрахункової частини веде до відмови розрахункової частини, а відмова будь-якої розрахункової частини веде до відмови одиниці рухомого складу [6].

Імовірність безвідмовної роботи визначається для моделі поступової відмови втомного характеру без обмеження ресурсів. Має діяти умова, що лише невелика частина амплітуд динамічних напружень перевищує межу витривалості. Розрахунок імовірності безвідмовної роботи здійснюють на основі гіпотези про змішання витривалості деталей унаслідок перевантажень за формулою:

$$P = \frac{1}{\sigma^2} \int_0^\infty \frac{1 - \Phi(x)}{\sigma} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx \quad (2.5)$$

де Φ – функція Лапласа;

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

σ – коефіцієнт варіації меж витривалості; $\sigma = 0,15$ [3];

σ_z – відносний коефіцієнт запасу.

$$p \quad (2.6)$$

де p – значення, що визначається за номограмою залежно від показників ступеня, кривої втоми та коефіцієнта варіації динамічних напружень у разі нормального розподілу динамічних напружень; $p_{0.15}$ [3];

σ_z – допустимий коефіцієнт запасу опору втомлюваності.

$$\frac{a \cdot p_{\max} \cdot e}{a_n} \quad (2.7)$$

де a – середнє значення амплітуди в ід експлуатаційних навантажень; $a_{0.05}$ [3];

e – коефіцієнт варіації амплітуд динамічних напружень; $e=0,25$ [3];

$p_{\max}$ – величина максимального розрахункового квантілю; $p_{\max} = 5$ [4];

a_n – коефіцієнт варіації меж витривалості для сталевих виливків; a_n [3].

Підставляючи значення у формулу (2.7) отримуємо:

$$\frac{140 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,25}{100} = 0,35$$

Підставляючи значення у формулу (2.6) отримуємо:

$$p = \frac{25}{276} = 0,0902$$

Підставляємо значення у формулу (3.1) отримуємо:

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						29
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$p = \frac{p_1 + p_2 + p_3}{3} = \frac{0.01 + 0.01 + 0.01}{3} = 0.01$$

Параметр потоку відмов використовується для аналізу як одиниці рухомого складу загалом, так і окремих розрахункових частин і окремих деталей, що входять до неї, головним чином за фактичними експлуатаційними даними.

Параметр потоку відмов у загальному випадку визначається за формулою

$$p = \frac{p_{\text{ср}}}{p} \quad (2.8)$$

де p – середня питома кількість відмов одиниць рухомого складу кожного типу, частини або деталі за розрахунковий період експлуатації, у нашому дослідженні – корпусу буксового вузла;

$p_{\text{ср}}$ – середнє напруження одиниць рухомого складу, частини або деталі за розрахунковий період експлуатації до першого ремонту.

З урахуванням поділу одиниць рухомого складу на розрахункові частини, а цих частин на окремі деталі, параметр потоку відмов можна визначити за формулою:

$$p_{\text{ср}} = \frac{n_i}{n} \cdot \frac{m_{ij}}{m} \quad (2.9)$$

де i – параметр потоку відмов i -го розрахункового вузла, системи, частини одиниць рухомого складу;

ij – параметр потоку відмов j -го елемента i -го розрахункового вузла, системи, частини одиниць рухомого складу.

Довговічність буксового вузла – властивість буксового вузла зберігати працездатний стан до граничного стану за встановленої системи технічного

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						30
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обслуговування і ремонту.

Довговічність конструкції одиниці рухомого складу характеризується часовими показниками – "термін служби" або "технічний ресурс". Розрізняють призначені показники довговічності та фактичні, спостережувані в експлуатації [5].

Для різних елементів конструкції одиниці рухомого складу показники довговічності можуть нормуватися та оцінюватися або як тривалість роботи до планового ремонту, або як повний термін служби до заміни елемента або списання одиниці рухомого складу.

Оцінювання проектного терміну служби корпусу букси за критерієм втомної довговічності в разі багатоциклового динамічного навантаження здійснюють за формулою:

$$K_{\text{е}} = \frac{a_n \cdot m}{\sum_{j=1}^n v_j^{k_{vj}} \cdot v_i^{k_{vi}} \cdot \sigma_i^m \cdot \delta_a} \quad (2.10)$$

де B – коефіцієнт переведення календарного терміну служби деталі під час безперервного руху;

$$3c \quad (2.11)$$

де c – проектний середньодобовий пробіг одиниці рухомого складу, км;

v – середня технічна швидкість руху одиниці рухомого складу, м/с.

Показники ремонтпридатності включають у себе всі витрати на технічне обслуговування і на планові види ремонту. Залежно від поставленого завдання, розраховують ці показники на весь період до капітального ремонту, середньорічні значення за формулами:

$$TO \frac{PЦ}{TO} \left| \begin{matrix} K \\ j=1 \end{matrix} \right. \frac{TO}{j} \frac{TO}{j} \frac{n}{i=1} \frac{TO}{i} \frac{TO}{i} \quad (2.12)$$

$$ПР \frac{PЦ}{ПР} \left| \begin{matrix} K \\ j=1 \end{matrix} \right. \frac{ПР}{j} \frac{ПР}{j} \frac{n}{i=1} \frac{ПР}{i} \frac{ПР}{i} \quad (2.13)$$

де $PЦ$ – тривалість ремонтного циклу;

$TO, ПР$ – тривалість експлуатації між технічними обслуговуваннями та поточними ремонтами (ТО та ПР);

$\frac{TO}{j}, \frac{ПР}{i}$ – найменування j -ої регламентної роботи під час ТО та ПР;

$TO, ПР$ – кількість регламентних робіт під час ТО і ПР;

$\frac{TO}{j}, \frac{ПР}{j}$ – трудовитрати j -ої роботи під час ТО і ПР;

$\frac{TO}{i}$ – параметр потоку відмов блоку вугільного вузла за i -ою несправністю, що підлягають усуненню під час ТО;

n – кількість найменувань відмов, що усуваються в процесі ТО і ПР;

$\frac{ПР}{i}$ – питома кількість i -их відмов, що підлягають усуненню під час ПР.

2.2.4 Визначення показників надійності корпусу блоку вугільного вузла під час експлуатації

На випробуванні перебувають 0... блоку вугільного вузла, час випробування рік. Умовимося, що відмови в процесі експлуатації відбуваються наприкінці інтервалу або в межах заданого наробітку не відбудеться жодної відмови.

Ймовірність безвідмовної роботи за статистичними даними про відмови визначається за формулою:

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						32
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$c_{\frac{0}{0}} \quad (2.14)$$

де 0 – число виробів на початку випробувань;

0 – число відмов за n робіток.

Щільність розподілу відмов називається відношенням числа виробів, що відмовили, за одиницю часу до першого числа випробовуваних виробів.

Імовірнісне визначення

$$f_{0i} = \frac{0i}{n} \quad (2.15)$$

Статистичне визначення

$$C_{\frac{0i}{n}} \quad (2.16)$$

де $0i$ – число виробів, що відмовили в інтервалі часу.

Інтенсивність відмов називається відношенням числа виробів, що відмовили, за одиницю часу до середнього числа корпусів букс, які справно проробили у даний відрізок часу.

Імовірнісне визначення

$$0i \quad (2.17)$$

Статичне визначення

$$C_{\frac{0i}{c p}} \quad (2.18)$$

де $c p$ – середнє число справно працюючих виробів в інтервалі.

$$c p_{i+1} \quad (2.19)$$

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						33
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де i – кількість виробів, що справно працюють на початку інтервалу Δt_i ;
 $i+1$ – відповідно наприкінці інтервалу Δt_{i+1} .

Відомість досліджень за надійністю корпусу буксового вузла наведена у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Відомість випробувань корпусу буксового вузла

№ букси	Період випробувань											
	0–1	1–2	2–3	3–4	4–5	5–6	6–7	7–8	8–9	9–10	10–11	11–12
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1		x	o									
2		x	o									
3				x	o							

Продовження табл. 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4				x	o							
5				x	o							
6						x	o					
7						x	o					
8						x	o					
9							x	o				
10									x	o		
11									x	o		
12									x	o		
13										x	o	
14											x	o
15											x	o
16											x	o
17										x	o	
18										x	o	
19									x	o		
20									x	o		
21									x	o		
22								x	o			
23							x	o				
24							x	o				
25						x	o					
26					x	o						
27					x	o						
28				x	o							
29			x	o								
30			x	o								

Примітка: x – в і дмова; o – початок роботи після в і дновлення

Результати обчислення за формулами (2.14), (2.16), (2.18) зведено в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку в надійності корпусу буксового вузла

Інтервал випробування	Кількість в імовірності за період часу, $n(\Delta t)$	Імовірність без в імовірності роботи, $P(t)$	Наробіток виробу, t_i , міс	Частота в імовірності, $f(t)$	Інтенсивність в імовірності, $\lambda(t)$	Накопичена кількість в імовірності, Σn_i
0–1	0	1	1	0,000	0	0
1–2	2	0,93	2	0,067	0,068	2
2–3	2	0,867	3	0,067	0,071	4
3–4	4	0,73	4	0,133	0,154	8
4–5	2	0,667	5	0,067	0,08	10
5–6	4	0,533	6	0,133	0,174	14
6–7	3	0,433	7	0,100	0,1395	17
7–8	1	0,4	8	0,033	0,0476	18
8–9	6	0,2	9	0,200	0,333	24
9–10	3	0,1	10	0,100	0,1818	27
10–11	3	0	11	0,100	0,2	30
11–12	0	0	12	0,000	0	30

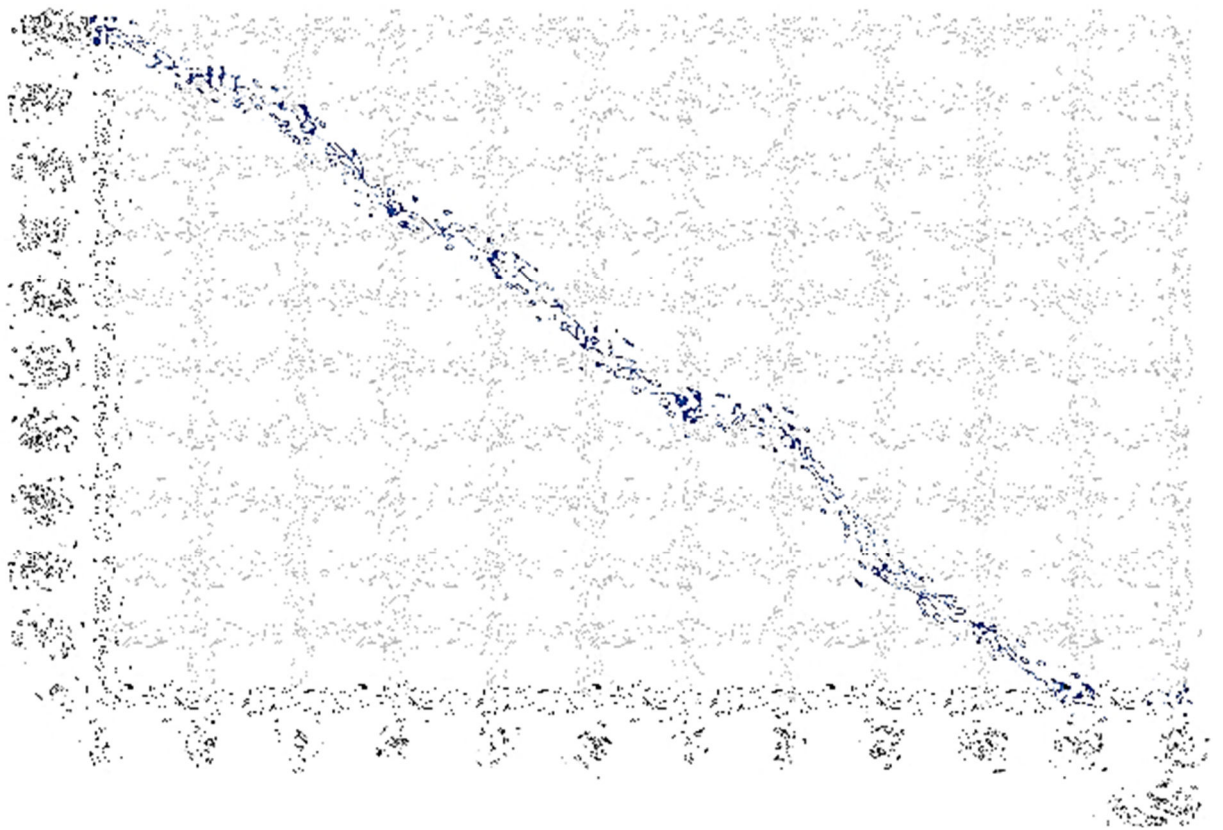


Рисунок 2.5 – Графік зміни імовірності безвідмовної роботи в часі

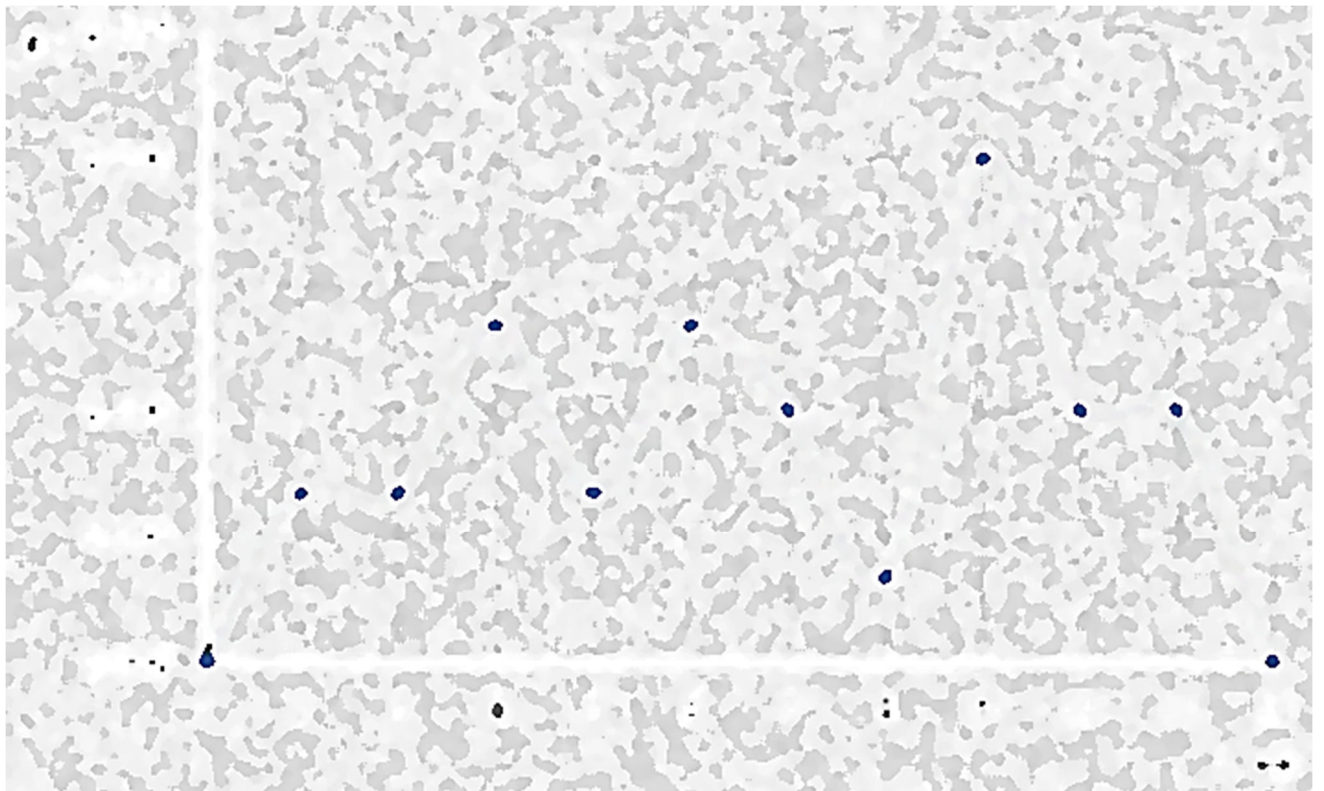


Рисунок 2.6 – Графік зміни частоти відмов у часі

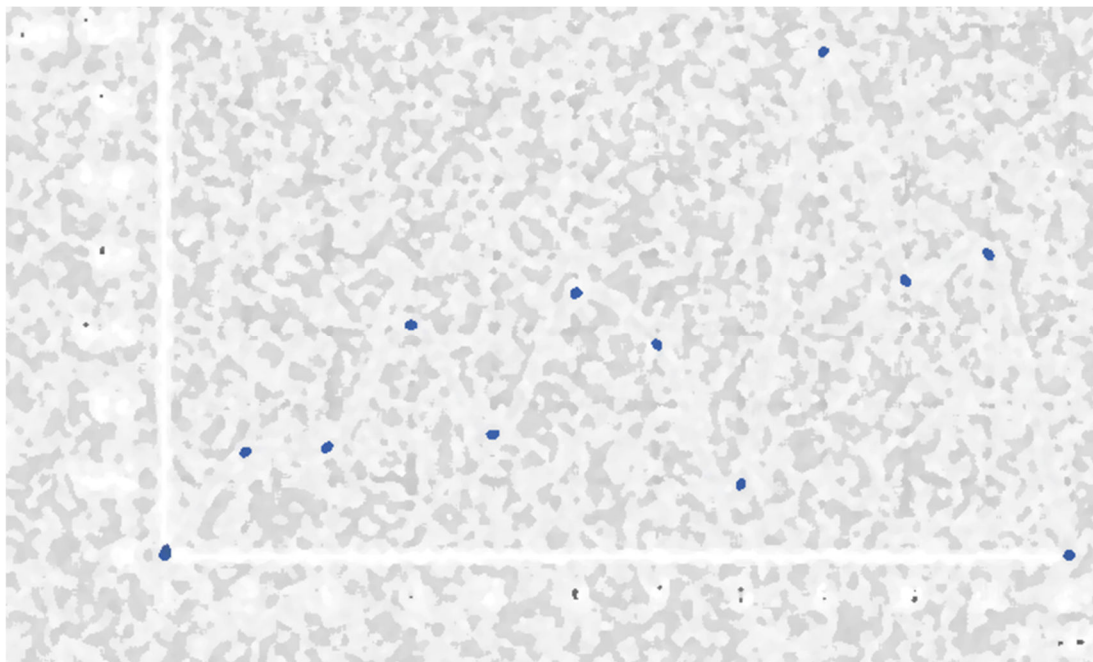


Рисунок 2.7 – Графік зміни інтенсивності відривів у часі

Середнє напруження до відриву визначається за формулою:

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^{12} \sigma_i}{12} \quad (2.20)$$

де i – кількість відривів в i -му інтервалі;

σ_i – середнє напруження в інтервалі, МПа.

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{0,85 + 2,15 + 2,25 + 4,35 + 2,45 + 4,55 + 3,65 + 1,75 + 4,65 + 3,85 + 1,95 + 0,15}{12} = 2,4 \text{ МПа}$$

2.3 Перевірочний розрахунок підшипників в буксовому вузлі

Вихідні дані до розрахунку:

- осьове навантаження $Q_{\text{ос}} = 3 \text{ Н}$;
- маса колісної пари $G_{\text{п}} = 1 \text{ кг}$;
- число підшипників у буксовому вузлі $p_{\text{в}} = 2$.

2.3.1 Розрахунок довговічності підшипника

Статичне навантаження на один підшипник визначається за формулою:

$$P_0 = \frac{K}{P} \cdot \frac{3}{4} \cdot H \quad (2.21)$$

Еквівалентне динамічне навантаження на один підшипник

$$e_{pd} \quad (2.22)$$

де e_{pd} – коефіцієнт, що враховує динамічність прикладання навантаження [7].

$$e_{pd} = 4 \cdot H$$

Динамічна радіальна вантажопідйомність підшипників

$$C_{pr} = \sqrt[7]{\frac{3}{4} \cdot \frac{29}{27}} \quad (2.23)$$

де C_{pr} – коефіцієнт точності виготовлення; C_{pr} [4];

i – число рядів кочення; i [4];

r – довжина ролика; r мм [4];

α – кут між лінією дії результуючого навантаження на тіло кочення і площиною, перпендикулярною до осі підшипника (кут твірної ролика); для циліндричних підшипників $\alpha = 0$ радіан;

Z – кількість роликів у підшипнику; Z [4];

d – діаметр ролика; d мм [4].

$$C_{pr} = \sqrt[7]{\frac{3}{4} \cdot \frac{29}{27}} \cdot 5 \text{ Н.}$$

Довговічність підшипника

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$$\pi \sqrt[3]{\frac{10}{3} \cdot k_{\text{м}} - 3} \quad (2.24)$$

де $k_{\text{м}}$ – діаметр кола катання середньозношеного колеса; $k_{\text{м}}$ м [4].

$$\pi \sqrt[3]{\frac{10}{3} \cdot 5 - 3} = 3 \text{ млн км.}$$

2.3.2 Розрахунок підшипника на контактні напруження

Радіус доріжок кочення внутрішнього кільця

$$r_{\text{ц}} = \frac{p}{2} \quad (2.25)$$

де p – діаметр кола центрів роликів; $\text{ц} = 190$ мм [4].

$$r_{\text{ц}} = \frac{190}{2} = 95 \text{ мм.}$$

Найбільше навантаження на ролик визначаємо за формулою:

$$P_{\text{р}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{P}{2} = 4 \text{ Н.} \quad (2.26)$$

Контактне напруження ролика та внутрішнього кільця циліндричного підшипника визначається з виразу:

$$k_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{P}{r_{\text{р}} - 3} \cdot \frac{1}{r_{\text{в}} - 3}} \quad (2.27)$$

$$\sqrt[3]{\frac{4}{-3} \cdot \frac{1}{-3}} = 3 \text{ Н.}$$

Визначаємо радіус доріжки кочення зовнішнього кільця за формулою:

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						40
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H_{\text{ц}} \frac{p}{2} \text{ мм.} \quad (2.28)$$

Контактне напруження ролика та зовнішнього кільця циліндричного підшипника визначається з виразу:

$$K_B = \frac{p}{p-3} \frac{1}{p-3} \frac{1}{H-3} \quad (2.29)$$

$$\frac{4}{-3} \frac{1}{-3} \frac{1}{-3} H.$$

3 ПОБУДОВА МОДЕЛІ БУКСОВОГО ВУЗЛА У ПРОГРАМНОМУ КОМПЛЕКСІ SOLIDWORKS

3.1 Опис програмного комплексу SolidWorks

SolidWorks це програмний комплекс САПР для автоматизації робіт промислового підприємства на етапах конструкторської та технологічної підготовки виробництва. Забезпечує розробку виробів будь-якого ступеня складності та призначення. Працює в середовищі Microsoft Windows. Система SolidWorks стала першою САПР, що підтримує твердотільне моделювання для платформи Windows [8].

Розв'язувані задачі:

Конструкторська підготовка виробництва (КПВ):

- 3D проєктування виробів (деталей і збірок) будь-якого ступеня складності з урахуванням специфіки виготовлення;

- створення конструкторської документації в суворій відповідності з ДСТУ;

- промисловий дизайн;

- реверсивний інжиніринг;

- проєктування комунікацій;

- інженерний аналіз: міцність, стійкість, теплопередача, частотний аналіз та інше;

- експрес-аналіз технологічності на етапі проєктування;

- підготовка даних для ІЕТР;

- управління даними та процесами на етапі КПВ;

Технологічна підготовка виробництва (ТПВ):

- проєктування оснащення та інших засобів технологічного оснащення;

- аналіз технологічності конструкції виробу;

- аналіз технологічності процесів виготовлення (лиття пластмас, аналіз процесів штампування, витяжки, згинання тощо);

- розроблення технологічних процесів за ЕСТД;

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

- матеріальне та трудове нормування;
- механообробка: розробка керівних програм для верстатів з ЧПК, верифікація УП, імітація роботи верстата. Фрезерне, токарне, токарно-фрезерне та електроерозійне оброблення, лазерне, плазмове та гідроабразивне різання, вирубні штампи, координатно-вимірювальні машини;

- управління даними та процесами на етапі ТПВ.

Управління даними та процесами:

- робота з єдиною цифровою моделлю виробу;
- електронний технічний і розпорядчий документообіг;
- технології колективного розроблення;
- робота територіально-розподілених команд;
- ведення архіву технічної документації за ДСТУ;
- проектне управління;
- захист даних;
- підготовка даних для егр, розрахунків об'єктивності.

Для розрахунку на міцність використовувати пакет із сімейства додаткових модулів інженерного аналізу, а саме SolidWorks Simulation. SolidWorks Simulation – Розрахунок на міцність конструкцій (деталей і збірок) у пружній зоні.

3.2 Побудова деталей моделі буксового вузла

Для побудови 3D моделей використовуємо креслення взяті з виробництва. Щоб побудувати об'ємні моделі частин нашого вузла, використовували пакет інструментів для креслень, а також для побудови 3D моделей. У підсумку було побудовано такі моделі деталей:

- корпус буксового вузла (рис. 3.1);
- лабіринтове кільце (рис.3.2);
- задня кришка (рис. 3.3);
- передня кришка (рис. 3.4). Для поліпшення подальшого розрахунку передня кришка спрощена;

а)

б)

в)

Рисунок 3.1 – 3D модель корпусу буксового вузла:

а) вид збоку; б) вид спереду; в) вид зверху

а)

б)

в)

Рисунок 3.2 – 3D модель лабіринтового кінця:

а) вид збоку; б) вид спереду; в) ізометричний вид

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						44
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а)

б)

в)

Рисунок 3.3 – 3D модель задньої кришки:

а) вид збоку; *б)* вид спереду; *в)* ізометричний вид

а)

б)

в)

Рисунок 3.4 – 3D модель передньої кришки:

а) вид збоку; *б)* вид спереду; *в)* ізометричний вид

– роликотпідшипник (рис. 3.5 *а*), який складається з п'ятинадцяти роликів (рис.3.5 *з*), сепаратора (рис.3.5 *б*), внутрішнього і зовнішнього кілець (рис.3.5 *в* і рис.3.5 *д*);

					0032.180146.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

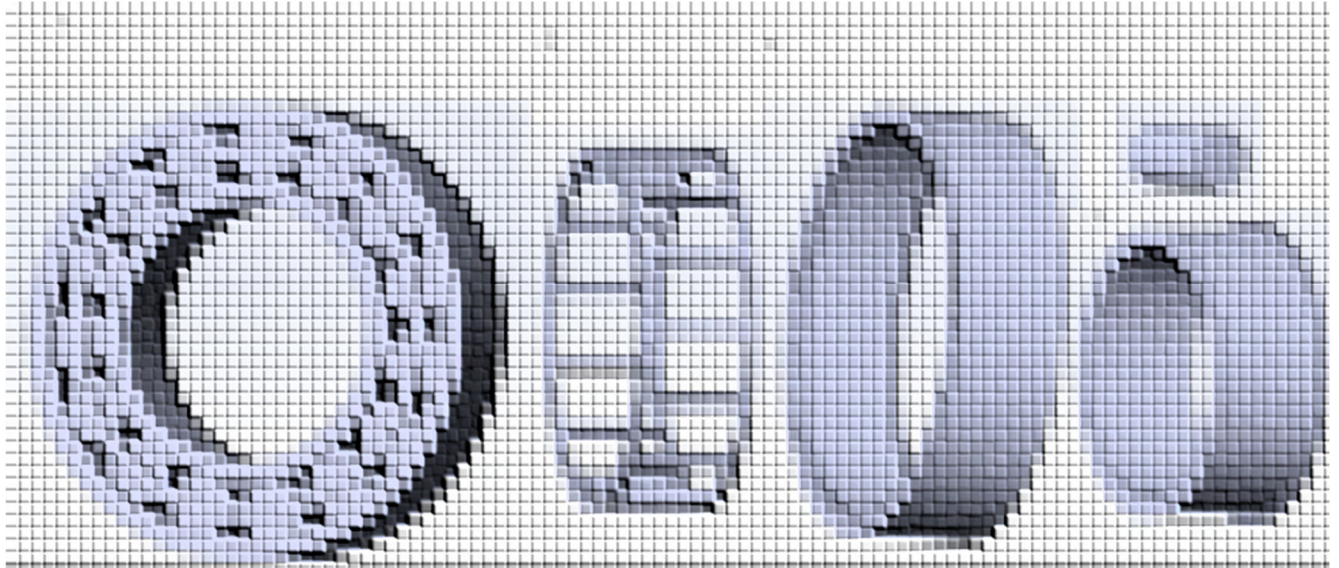


Рисунок 3.5 – 3D модель: *а)* роликопідшипник у збірці ; *б)* сепаратор;
в) зовнішнє кільце; *г)* ролик; *д)* внутрішнє кільце
 – зовнішнє та внутрішнє кільця (рис. 3.6 *а* і рис.3.6 *б*);

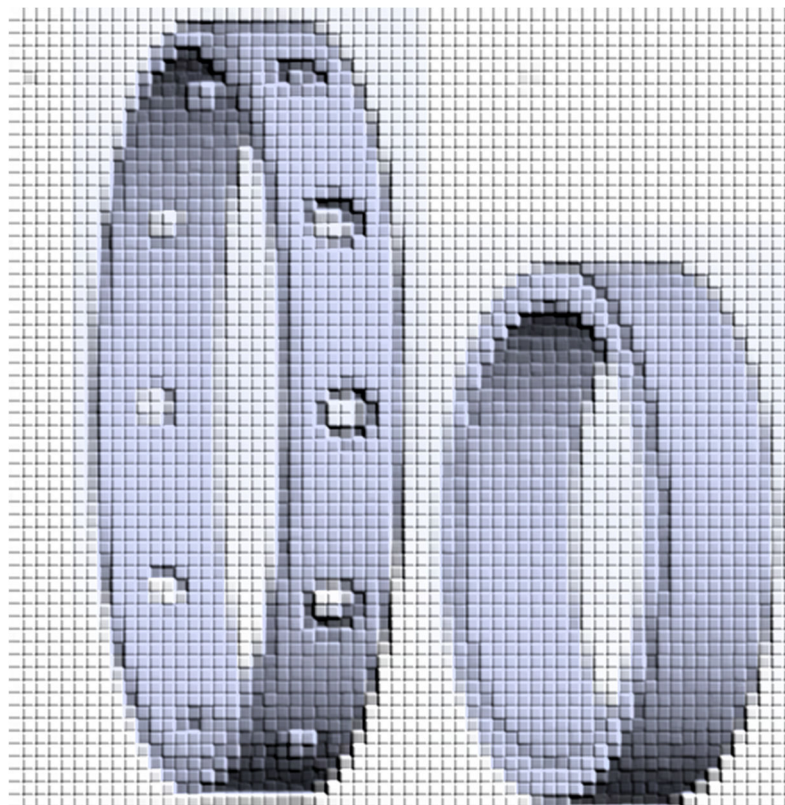


Рисунок 3.6 – 3D модель:
а) зовнішнє кільце; *б)* внутрішнє кільце

– букс о вий поводок (рис.3.7).

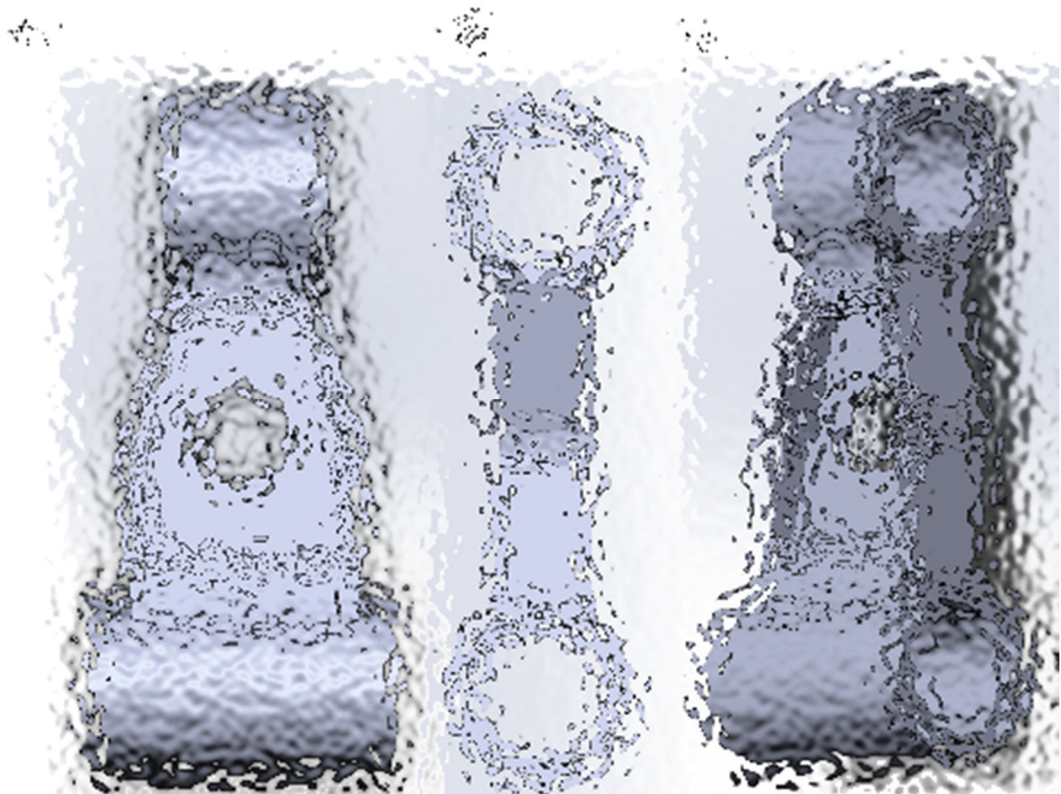


Рисунок 3.7 – 3D модель букс о вого пов і дця: а) вид зверху;
б) вид збоку; в) ізометричний вид

3.3 Складання моделі букс о вого вузла

Після побудови всіх деталей моделі букс о вого вузла в програмі SolidWorks проводиться складання моделі букс о вого вузла тепловоза 2ТЕ116. Збірка проводиться відповідно до нормативів складання букс о вого вузла під час ремонту. На лабіринтове к і льце одягається задня кришка, дал і до задньої кришки прилягає ролик опідшипник, після якого на д ягають дистанційні к і льця, потім ще один ролик опідшипник. Після чого на два ролик опідшипники і зовнішнє дистанційне к і льце одягається корпус букси до задньої кришки. Дал і з торця корпусу букси одягається передня кришка. На рис. 3.7–3.9 надано модель букс о вого вузла в різних проекці ях.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

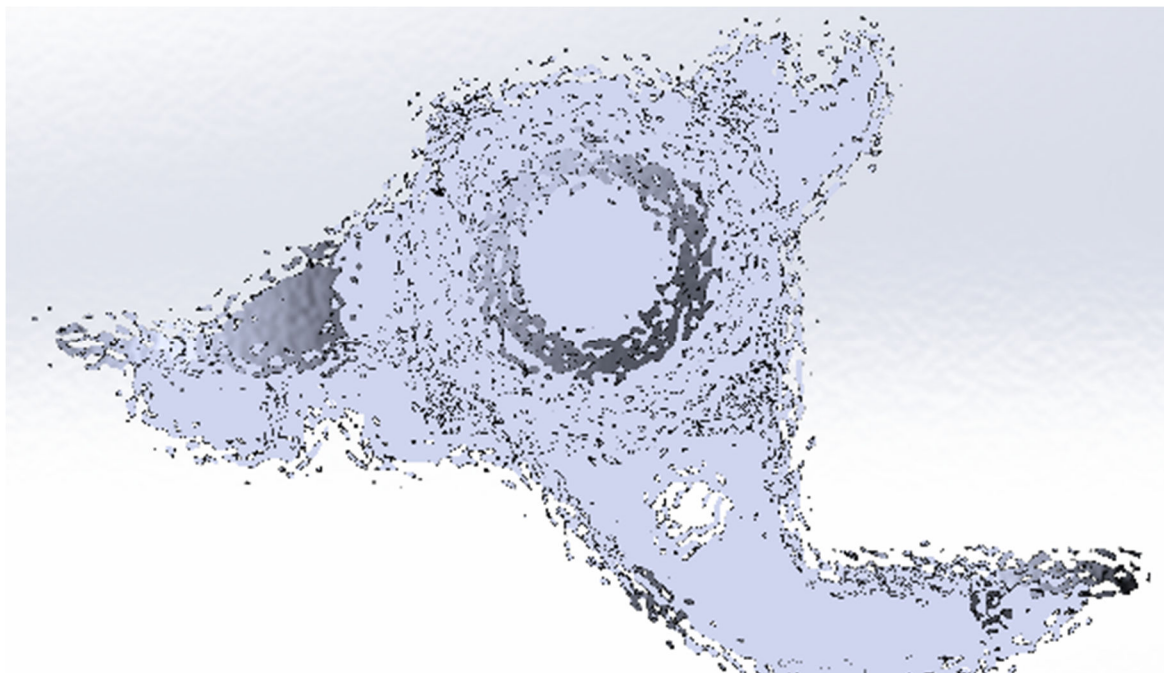


Рисунок 3.7 – 3D модель складання букс о вого вузла вид спереду

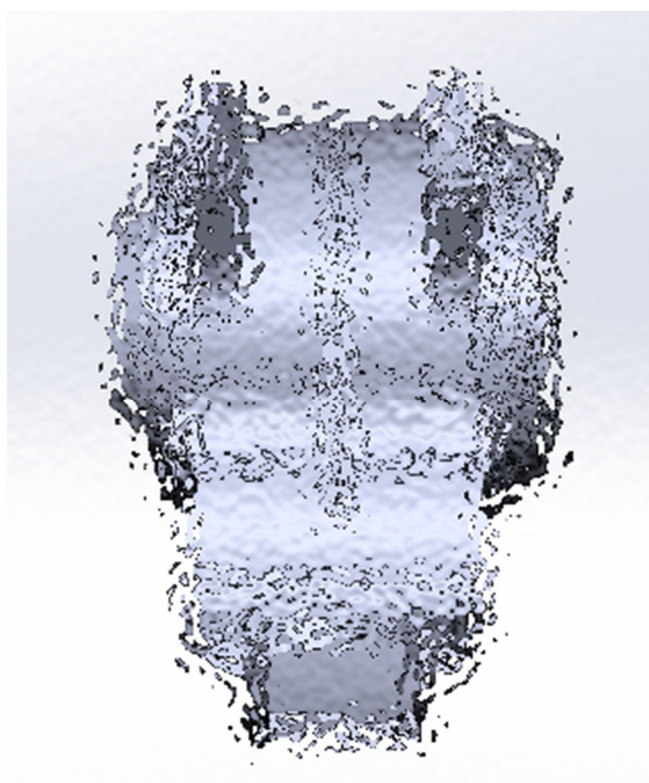


Рисунок 3.8 – 3D модель складання букс о вого вузла вид збоку

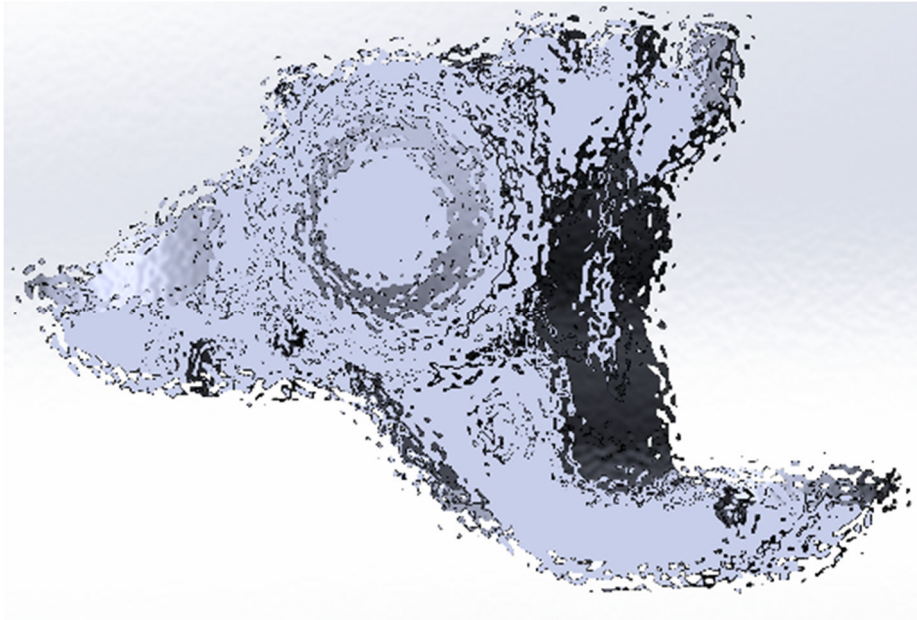


Рисунок 3.9 – 3D модель складання букс о вого вузла ізометричний вид

3.4 Розрізи складання букс о вого вузла тепловоза

Розрізи збірки букс о вого вузла створюємо для на йкращого візуального поняття, який вигляд має ця модель.

На рис. 3.10 показано перерізи А-А, Б-Б і В-В.

Вивчивши перерізи букс о вого вузла тепловоза, на рис. 3.10, можна зробити висновок, що дана модель повністю відповідає реальному букс о вому вузлу, і можна проводити аналіз міцності під статичними та динамічними навантаженнями.

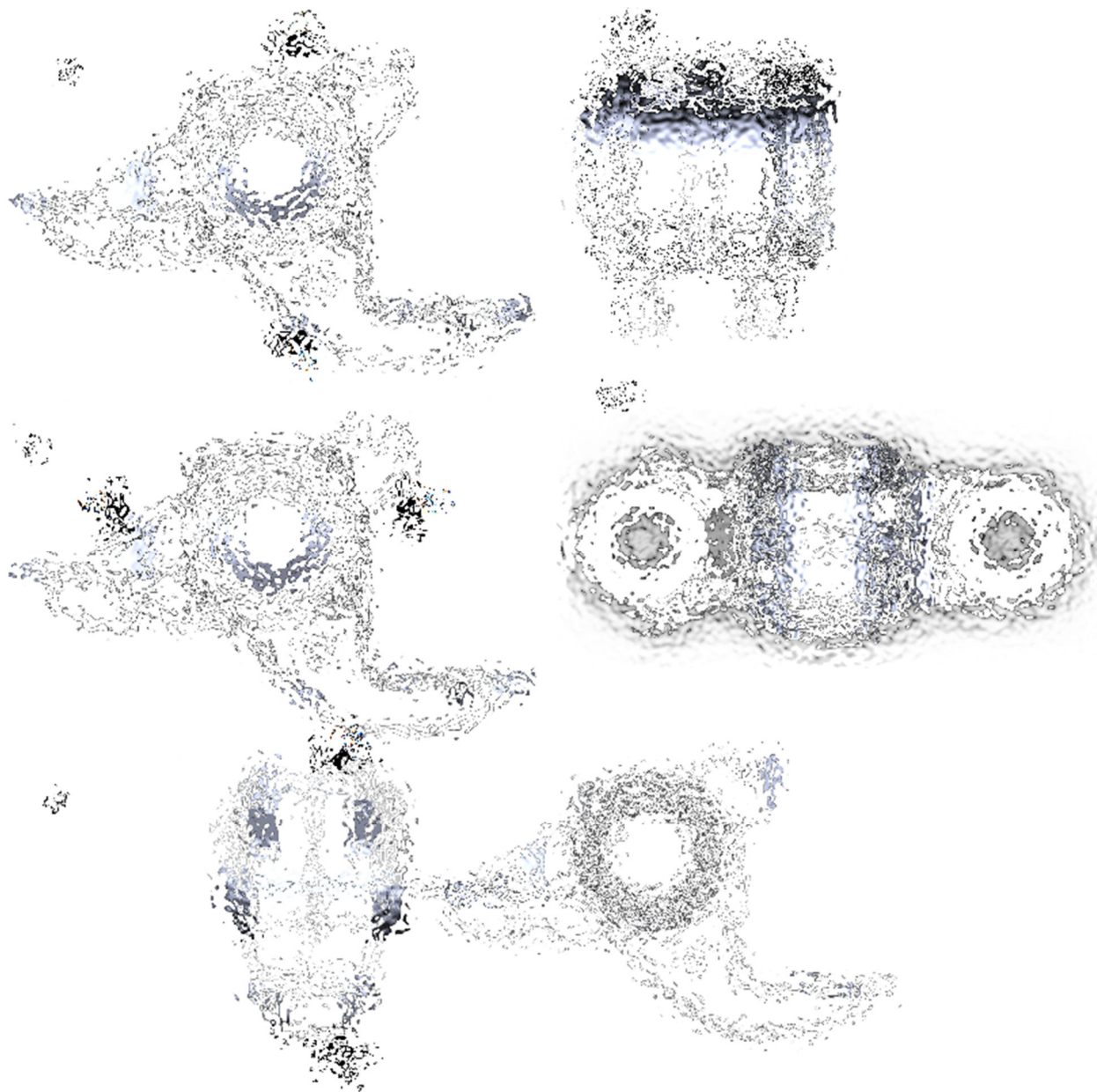


Рисунок 3.10 – Перетини букс о вого вузла:

- a)* простий фронтальний розріз; *б)* простий горизонтальний розріз;
в) простий профільний розріз

4 АНАЛІЗ МІЦНОСТІ БУКСОВОГО ВУЗЛА ТЕПЛОВОЗА

4.1 Постановка умов завдань для дослідження

У цьому дослідженні буде поставлено три основні завдання:

- рух по прямій та безстіковій колії (рис. 4.1);
- рух у прямій на стику рейок (рис. 4.2);
- рух у кривій на стику рейок (рис. 4.3).

Рисунок 4.1 – Схема навантаження буксового вузла під час руху по прямій та безстіковій колії

Рисунок 4.2 – Схема навантаження буксового вузла під час руху в прямій на стику рейок

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Рисунок 4.3 – Схема навантаження на буксовий вузол під час руху в кривій на стику рейок

Статичне навантаження – це діюча вага P тепловоза на буксу, яка діє вертикально на цей вузол. Величину навантаження P приймаємо 95 кН, ця сила прикладається на крило корпусу буксового вузла.

Під час проходження локомотивом прямою стиковою колією зі стиків між рейками статична сила зростає на 20–30%.

На рис. 4.4 наведено графік залежності сили, що прикладається на крило корпусу буксового вузла від часу під час проходження стиків рейок у різних стансах.

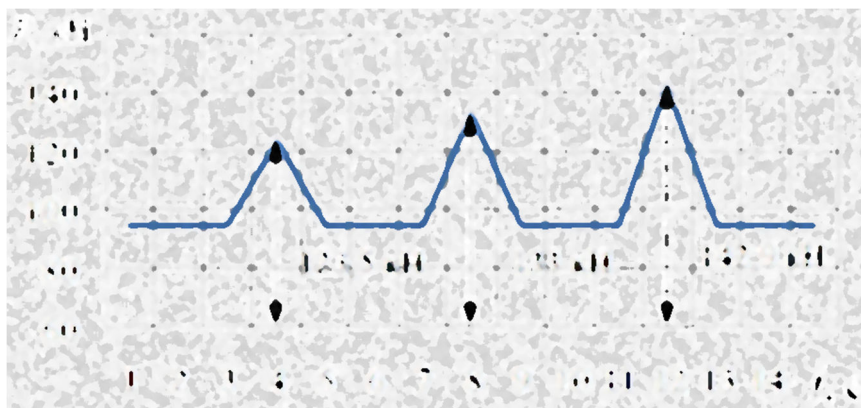


Рисунок 4.4 – Графік залежності сили, що прикладається на крило корпусу буксового вузла від часу

Динамічні сили – це сили, що діють у поздовжньо-горизонтальному напрямку буксового вузла, а саме сила тяги $F_{\text{тяг}}$ і зворотна сила – сила

гальмування B_r . У дослідженні буде використана сила тяги, яка дорівнює 32 кН. Сили встановлюємо в місці кріплення повідків із візком.

Так само проводиться закріплення деталей буксового вузла, які напресовуються на вісь колісної пари, а саме: два внутрішні кільця роликотидшипника, внутрішнє дистанційне кільце та лабіринтове кільце. Буксові повідки теж піддаються закріпленню жорстким закладенням, для того щоб обмежити їхнє вільне переміщення. Так само створюємо набір контактів, деталей, що взаємодіють між собою. Далі створюється сітка високої точності на основі кривизни.

4.2 Аналіз отриманих результатів

Після того, як було занесено всі параметри, у програмі було проведено розрахунок трьох завдань для буксового вузла тепловоза.

На рис. 4.5 наведено результат дослідження руху буксового вузла по прямій безстиковій колії. На цих рисунках видно, що максимальне напруження дорівнює 316 МПа, що виникає на склепінні між корпусом буксового вузла та одного з крил.

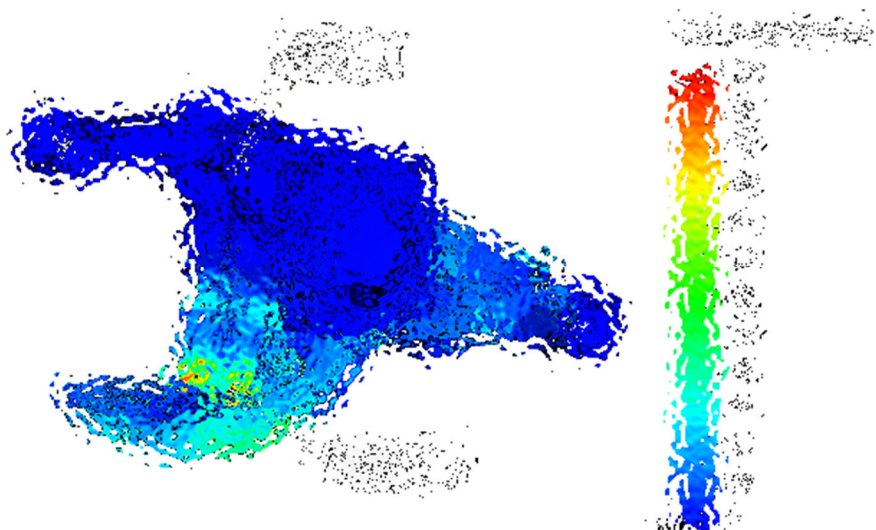


Рисунок 4.5 – Дослідження руху моделі буксового вузла прямою безстиковою колією

Другим завданням було дослідження руху буксового вузла в прямій у

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

момент проїзду по стику рейок. Результати моделювання наведено на рис. 4.6. У даному випадку великі напруження виникають у тому ж місці, що і в першому випадку, але тільки різниця у величині. За умови руху тепловоза по прямій колії під час наїзду на стик між рейок напруження становить 417 МПа, що в 1,3 разі більше ніж у першому випадку.

Рисунок 4.6 – Дослідження руху моделі буксового вузла в прямій у момент проїзду по стику рейок

Третя умова дослідження – проходження буксового вузла по кривій колії на стику рейок. Результат досліджень наведено на рис. 4.7.

Рисунок 4.7 – Дослідження руху моделі буксового вузла в момент проходження

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

кривої на стику рейок

Так само на рис. 4.8 і 4.9 наведено деформацію та переміщення частин деталей, відповідно цієї моделі.

Рисунок 4.8 – Деформація моделі буксового вузла

Рисунок 4.9 – Переміщення деталей моделі буксового вузла

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Провівши аналіз дослідження, можна зробити такі висновки. Основна деталь, яка схильна до критичних напружень, це корпус буксового вузла. Одна з головних причин цього – статичне навантаження, оскільки саме через нього з'являються критично максимальні напруження на склепінні корпусу букси та його крилами. Коефіцієнта міцності у буксового вузла немає, але через те, що лиття корпусу букси за технологічними нормами виробляється в тигелі, в корпусі букси не повинно бути жодних домішок та пористості. Саме через це корпус букси витримує такі напруження та не деформується. Крила буксового вузла піддаються переміщенню, максимальне значення якого дорівнює 2 мм (рис. 4.9). Так само, на рис. 4.8, видно місця потенційної деформації. У цих місцях, за більших навантажень, ніж ті, які прийняті в дослідженнях, можлива деформація корпусу буксового вузла.

Роликотішинники зроблені з високоміцного металу, який має великий запас міцності. Навантаження, що створює напруження на роликотішинниках, є рамним зусиллям. Але роликотішинник зроблений таким чином, щоб витримувати великі навантаження.

У даній моделі є деталі, в яких не виникає жодних напружень, а саме – лабіринтове кільце та задня кришка.

4.3 Модернізація буксового вузла тепловоза

4.3.1 Аналіз досліджуваного об'єкта щодо підвищення надійності вузла

Буксовий вузол і колісна пара є невід'ємною частиною тепловоза. Оскільки через буксовий вузол передаються статичні та динамічні навантаження на колісну пару, а через колісну пару на колію, то можна зробити висновок, що маса букси та осі безпосередньо впливають на залізничну колію та полотно.

Основне завдання модернізації буксового вузла полягає в зменшенні маси, для зменшення впливу невід'ємної частини тепловоза на залізничне полотно,

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

і водночас жодним чином негативно не вплинути на експлуатаційні характеристики цього вузла та термін його служби, а також зміцнення місць в яких виникають максимальні напруження.

На корпусі букси є місця з малими внутрішніми напруженнями. У цих місцях можливо змінити геометрію, для зменшення маси всього вузла.

Основне завдання буксового поводка полягає в тому, щоб передавати сили тяги та гальмування від рами візка на буксовий вузол. Провівши дослідження видно, що поводок у середньому перерізі має великий запас міцності.

Роликотідишпники, дистанційні кільця, задню кришку та лабіринтове кільце залишаємо без зміни, оскільки під час зміни їхньої геометрії місце посадки на колісну пару буде змінено, а з цього випливає, що геометрію осі колісної пари потрібно перебудовувати для експлуатації.

4.3.2 Модернізація моделі

Виходячи з цього дослідження та досвіду в експлуатації, можна спостерігати, що на склепінні корпусу буксового вузла й одного з його плечей виникає найбільша напруга, рис. 4.10 виділено червоним кольором.

Рисунок 4.10 – Місце максимального напруження

Для зменшення цього напруження змінюється форма та радіус склепіння буксового вузла. Необхідно змінити склепіння так, щоб запобігти втручанням в

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

роботу пружини. Тому міняємо геометрію склепіння до рівня підставки для пружини за допомогою параболи, рис. 4.11. Так само на рисунку на дані його розміри.

Рисунок 4.11 – Розміри склепіння між корпусом і ніжним крилом буксового вузла

Робимо перевірку зробивши три аналізи зі зміненою геометрією на склепінні, результати наведені на рис. 4.12 – 4.14.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
						58
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 4.12 – Дослідження модернізованої моделі букси під час руху прямою та безстиковою колією

Рисунок 4.13 – Дослідження модернізованої моделі букси під час руху прямою та стиковою колією

					0032.180146.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Рисунок 4.14 – Дослідження модернізованої моделі букси
під час руху в кривій і стиковій колії

З даних аналізів видно, що в місці склепіння напруження зменшилися. Так само видно, що на іншому крилі виникає інша максимальна напруга, що дорівнює 335 МПа під час руху в кривій ділянці стикової колії та по прямій стиковій колії.

Далі модернізація полягатиме в усуненні високі напруження з боку верхнього крила буксового вузла, що розташоване між підставкою під пружину і опорою, знизу цієї підставки. Цю зміну геометрії показано на рис. 4.15.

Рисунок 4.15 – Розміри опори під верхнім крилом букси

На наведених рисунках 4.16–4.18 представлено дослідження моделі буксових вузлів зі зміненою геометрією на склепінні між корпусом букси та нижнім плечем, а також між опорою та підставкою для пружини.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Рисунок 4.16 – Дослідження модернізованої моделі букси
під час руху прямою та безстиковою колією

Рисунок 4.17 – Дослідження модернізованої моделі букси
під час руху прямою та стиковою колією

					0032.180146.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Рисунок 4.18 – Дослідження модернізованої моделі букси під час руху в кривій та стиковій колії

Можна зробити остаточний висновок, що порівняно з аналізами досліджень моделі оригінального буксового вузла з моделлю після зміни геометрії частин корпусу на пруження

4.3.3 Полегшення моделі буксового вузла з підвищеною надійністю

У подальших дослідженнях будемо використовуватися буксовий вузол із підвищеною надійністю. Завдання полягає у зменшенні маси моделі буксового вузла. У цьому розрахунку полегшення здійснюватиметься за рахунок зменшення маси корпусу буксового вузла та повідків букси.

Місця кріплення повідка букси з візком і самим буксовим вузлом залишиться незмінним. Змінюватиметься геометрія буде в середньому перетині повідка. Після зміни геометрії, буксовий поводок матиме вигляд, наведений на рис. 4.19.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Рисунок 4.19 – Розміри буксового повідка після модернізації

На корпусі буксового вузла були проведені такі зміни (рис. 4.20): змін а висоти стінок на верхньому крилі до 88 мм, зменшення розмірів ребра жорсткості біля склепіння між самим корпусом і нижнім крилом, а також розточування отвору радіусом 50 мм до більш складної фігури.

Рисунок 4.20 – Схема полегшеного корпусу буксового вузла

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Далі було змінено розміри отворів на підставках для пружин з 10 мм до 4 мм (рис. 4.21). Було змінено товщину місця кріплення поводка буксового вузла до корпусу з 4 мм до 0 мм (рис. 4.21), так само зменшення розміру було зроблено і на нижньому крилі під поводок.



Рисунок 4.21 – Схема корпусу буксового вузла зі зміненими розмірами отворів на підставках для пружин

Після чого зменшили величину радіусів зовнішніх стінок буксового вузла в середньому перетині – зверху до радіусу 5 мм, а знизу до 5 мм (рис. 4.22).

Рисунок 4.22 – Схема корпусу буксового вузла зі зміненими

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

рад і усами зовнішніх стінок

Після операції з полегшення, за допомогою видалення матеріалу буксо вий вузол має вигляд, наведений на рис. 4.23 – 4.25.

Рисунок 4.23 – Полегшена модель буксового вузла з підвищеною надійністю
вид спереду

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Рисунок 4.24 – Полегшена модель буксового вузла з підвищеною надійністю
ізометричний вигляд

Рисунок 4.25 – Полегшена модель буксового вузла з підвищеною надійністю
вигляд зверху

4.3.4 Аналіз напружень у модернізованому полегшеному буксовому вузлі

Для проведення дослідження буксового вузла з урахуванням підвищення надійності та його полегшення будуть використовуватися ті самі умови навантаження, що й раніше. Провівши моделювання (рис. 4.26 – 4.28), видно, що максимальні напруження менші, ніж у вихідній моделі, але на трохи більші, ніж у моделі після підвищення надійності.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Рисунок 4.26 – Дослідження моделі буксового вузла після підвищення надійності та полегшення під час руху прямою без стиковою колією

Рисунок 4.27 – Дослідження моделі буксового вузла після підвищення надійності та полегшення під час руху прямою стиковою колією

Рисунок 4.28 – Дослідження моделі буксового вузла після підвищення надійності та полегшення під час руху в кривій стиковою колією

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Щодо переміщень можна зробити висновок, що вони зменшилися, виходячи з рис. 4.29. Деформація порівняно з наявною букси так само зменшилася (рис. 4.30).

Рисунок 4.29 – Переміщення моделі буксового вузла після підвищення надійності та полегшення

Рисунок 4.30 – Деформація моделі буксового вузла після підвищення

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

надійності та полегшення

З дослідження моделі полегшеного буксового вузла з підвищеною надійністю випливає те, що маса вихідної моделі буксового вузла дорівнює

На секції тепловоза шість осей колісних пар і на кожній по два буксових вузла, тобто загальна невіднесена маса секції тепловоза зменшиться

Полегшення корпусів буксових вузлів дасть змогу зменшити масу невіднесеної частини локомотива, яка безпосередньо впливає на колію.

					0032.180146.000.04КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

ВИСНОВКИ

У першому розділі кваліфікаційної роботи проаналізовано особливості конструкції та роботи буксових вузлів тепловозів для наступного моделювання їх міцнісних властивостей.

У наступному розділі проаналізовано статистику несправностей буксових вузлів тепловозів за останні два роки. Виявлено, що більшість несправностей припадає на кільця підшипників і ослаблення торцевого кріплення. Так само великою проблемою є нестача (надлишок) масла, технологічне нагрівання, несправності підшипників, тріщини або злами внутрішнього або зовнішнього кілець підшипників, неправильний підбір підшипників, несправності сепараторів. Так само є такі несправності як тріщини, злами, відколи корпусів, передніх і задніх кришок, повідків буксових вузлів. Ця проблема виникає через максимальні навантаження на деталі.

На основі аналізу конструкції буксового вузла складено його структурну блок-схему надійності. Розраховані величини допустимого коефіцієнту запасу опору втомлюваності, відносного коефіцієнту запасу та імовірності безвідмовної роботи для моделі поступової відмови втомного характеру без обмеження ресурсів.

На основі відомості досліджень за надійністю корпусу тридцяти буксових вузлів у локомотивному депо протягом 2022 року розраховані та побудовані зміни імовірності безвідмовної роботи, частоти відмов та інтенсивності відмов помісячно. Також визначена величина середнього напруження до відмови, яка склала 6,4 місяця.

У наступних розділах роботи виконано розрахунок міцності моделі буксового вузла тепловоза для його подальшої модернізації. Для того, щоб знайти місця максимальних напружень, переміщень і деформацій, було побудовано модель оригінального безщелепного буксового вузла, над якою надалі проводили дослідження з розрахунку на міцність.

Дослідження було виконано для трьох задач: рух прямою безстиковою

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

кол і єю; рух прямою кол і єю зі стиками між рейками; рух у крив і й д і лянц і кол і ї зі стиками. Після проведення досл і дження викон а но порі в няння з отриманим ре з ультатом з досл і дження і несправностями, що існують в експлуатаці ї. Це порі в няння показало, що максимальн і навантаження на букс овий вузол виникають чере з його вагу, а деталь, яка на йбільше схильна до цих максимальних навантажень, – корпус букс о вого вузла.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Проект Програми Прогнозної оновлення рухомою складу ПАТ «Укрзалізниця». – Київ: ПАТ «Укрзалізниця». 2016. – 66 с.
- 2 Дейнека О. Г. Сучасний стан, проблеми та перспективи розвитку підприємств залізничного транспорту [Текст] / О. Г. Дейнека, О. В. Дикань, О. Г. Диколенко // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2019. – Вип. 235. – С. 131–135.
- 3 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2009. – 284 с.
- 4 Боднар, Б. Є. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 360 с.
- 5 Бобирь, Д. В. Надійність та технічна діагностика: контрольне завдання з методичними рекомендаціями / Д. В. Бобирь, О. Б. Очкасов, О. Я. Децюра. – Дніпро: Дніпров. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В.Лазаряна, 2021. – 21 с.
- 6 Бобирь, Д. В. Надійність та технічна діагностика рухомого складу: методичні рекомендації до практичних занять / Д. В. Бобирь, О. Б. Очкасов, Д. М. Кислий. – Дніпро: Дніпров. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2020. – 38 с.
- 7 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Визначення параметрів екіпажної частини тепловоза: методичні рекомендації до курсового та дипломного проектування / Д. В. Бобирь, М. П. Довбня, А. Р. Богомолів. – Дніпро: Дніпров. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2020. – 18 с.
- 8 Інженерна графіка в SolidWorks: Навчальний посібник/ С. І. Пустюльга, В. Р. Самостян, Ю.В. Клак – Луцьк: Вежа, 2018. – 172 с.

					0032.180146.000.04 КР.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72