

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “Транспортна інженерія”

Кафедра “Локомотиви”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав.кафедрою  Борис БОДНАР

“ 11 ” 01 2024 р.

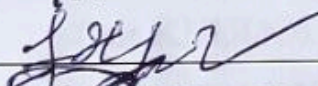

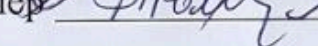
ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

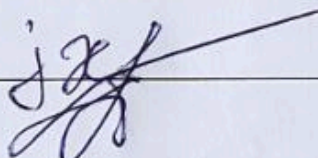
на тему: “Підвищення надійності моторно-осьових вальниць
вантажного електровоза”

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

Виконав: студент групи ЛГ2221

 Ігор ХУДОЛІЙ
Керівник  Дмитро БОБИРЬ
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 motor-axle rollers of an electric freight locomotive**”

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*:

Ihor KHUDOLIY

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.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу на здобуття ОС «*магістр*»

студенту групи *ЛГ2221*

Худолію Ігорю Вадимовичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: «**Підвищення надійності моторно-осьових вальниць вантажного електровоза**»

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

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

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: конструкція моторно-осьових вальниць електровоза ЕЛ5; навантаження, що діють на моторно-осьові вальниці електровоза ЕЛ5 в експлуатації; розподіл несправносеї моторно-осьових вальниць в експлуатації; вага тягового електродвигуна 4360 кг; вага двох шестерень тягового редуктора 58,2 кг; вага двох кожухів зубчастої передачі 385 кг; вага масла колісно-моторного блоку 18 кг; радіус катання колеса колісної пари 625 мм; радіус ділильного кола великого зубчастого колеса 469 мм; база підвішування тягового двигуна 1131,5 мм, кут нахилу централі 30°, радіус ділильного кола шестерні 118,9 мм, централь зубчастої передачі 603,8 мм.

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

- 1) Аналіз несправностей електровозів
- 2) Розподіл несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5
- 3) Схема МОВ електровоза та креслення її складових
- 4) Сили, що діють на елементи тягового приводу I класу
- 5) 3D-модель моторно-осьової вальниці
- 6) Сітка кінцевих елементів 3D-моделі, епюра максимальних еквівалентних напружень за VonMises модернізованої букси МОВ

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %
Аналіз несправностей моторно-осьових вальниць в експлуатації. Аналіз конструкції та матеріалів моторно-осьових вальниць електровоза 2ЕЛ5	28.11.2023	30
Побудова 3D-моделі моторно-осьової вальниці	19.12.2023	30
Аналіз 3D-моделі моторно-осьової вальниці в пакеті Solidworks Simulation	09.01.2024	40

Студент _____ Ігор ХУДОЛІЙ

Керівник роботи _____ Дмитро БОБИРЬ

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка складається з чотирьох розділів на 76 сторінках, налічує 75 ілюстрацій, п'ять таблиць та сім літературних джерел.

Об'єктом дослідження у кваліфікаційної роботі є моторно-осьові вальниці (МОВ) тягового електродвигуна електровоза 2ЕЛ5, а предметом їх міцнісні характеристики.

Метою дослідження є аналіз, вивчення можливості модернізації та удосконалення цього вузла з використанням сучасних систем автоматизованого проектування.

Для здійснення мети:

- проаналізовано несправності моторно-осьових вальниць, що виникають в експлуатації;
- проаналізовано конструкцію та матеріали моторно-осьових вальниць;
- проаналізовано навантаження, що діють на моторно-осьові вальниці в експлуатації;
- побудована 3D-модель моторно-осьових вальниць в САD пакеті та виконано її аналіз у пакеті САЕ;
- на основі отриманих у результаті аналізу даних розроблено пропозиції щодо вдосконалення конструкції вузла.

Отримані дані допоможуть проаналізувати роботу МОВ в експлуатації, а запропоноване рішення щодо вдосконалення конструкції дасть змогу підвищити надійність і знизити витрати на виробництво, експлуатацію та ремонт МОВ електровозів.

Результати роботи можуть бути застосовані в локомотивобудівельних заводах при проектуванні локомотивів, а також локомотивних депо для поліпшення показників надійності локомотивів.

Ключові слова: ЕЛЕКТРОВОЗ, ТЯГОВИЙ ПРИВОД, ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ, МОТОРНО-ОСЬОВІ ВАЛЬНИЦІ, САD, САЕ, 3D-МОДЕЛЬ

Зміст

ВСТУП.....	2
1 АНАЛІЗ НЕСПРАВНОСТЕЙ МОТОРНО-ОСЬОВИХ ВАЛЬНИЦЬ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	4
2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТА МАТЕРІАЛІВ МОТОРНО-ОСЬОВИХ ВАЛЬНИЦЬ ЕЛЕКТРОВОЗА 2ЕЛ5.....	11
2.1 Аналіз конструкції та матеріалів.....	11
2.2 Діючі сили та закріплення.....	39
3 ПОБУДОВА 3D-МОДЕЛІ МОТОРНО-ОСЬОВОЇ ВАЛЬНИЦІ	48
3.1 Деталі 3D-моделі моторно-осьової вальниці.....	48
3.2 Складання 3D-моделі моторно-осьової вальниці	48
3.3 Розрізи 3D-моделі моторно-осьової вальниці	54
4 АНАЛІЗ 3D-МОДЕЛІ МОТОРНО-ОСЬОВОЇ ВАЛЬНИЦІ В ПАКЕТІ SOLIDWORKS SIMULATION	56
4.1 Постановка умов завдань.....	56
4.2 Аналіз отриманих результатів	62
ВИСНОВОК.....	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	75

					<i>0032.220795.000.04КР.ПЗ</i>			
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Худолій			<i>Підвищення нь діюності моторно-осьових вальниць витажного електровоза</i>	Лім.	Арк.	Архивів
Перевір.		Бобирь					5	76
Рецензувця.						<i>УДУНТ, гр. ЛГ2221</i>		
Н. Контр.		Колодій						
Затверд.								

ВСТУП

У процесі експлуатації тягового рухомого складу на механічну частину діють великі навантаження здатні спричинити несправності та неможливість подальшої експлуатації без проведення ремонту. Тому підвищення надійності механічної частини локомотивів є пріоритетним завданням з удосконалення системи технічної експлуатації та ремонту. Виявити слабкі місця в екіпажній частині та усунути їх можливо моделюванням і аналізом елементів за допомогою систем автоматизованого проектування (САПР).

Абсолютна більшість вантажних магістральних локомотивів, що виконують понад 90% вантажних перевезень, мають опорно-осьове підвішування тягового електродвигуна (ТЕД) і обладнані моторно-осьовими вальницями (МОВ) ковзання. Істотними недоліками МОВ ковзання є передчасне зношування антифрикційного шару вкладишів. Сучасна концепція розвитку залізничного транспорту передбачає використання опорно-осьового тягового приводу для всіх перспективних моделей вантажних і маневрових локомотивів, покликаних замінити наявний парк тягового рухомого складу [1].

Незважаючи на постійне вдосконалення конструкції, опорно-осьові тягові приводи мають низку непереборних недоліків, що знижують їхню надійність, ускладнюють експлуатацію та ремонт. Опорно-осьовий тяговий привід, будучи гіршим порівняно з опорно-рамним і опорно-центровим за динамічним впливом на колію та навантаженням на основні вузли приводу (двигун, корпус редуктора, зубчасту передачу), має при цьому й суттєві переваги над згаданими вище приводами – низьку вартість виготовлення, простоту конструкції, високу ремонтпридатність та невибагливість в експлуатації.

Можливі несправності МОВ тягового електродвигуна можуть призвести до позапланового ремонту, простою локомотива, а також несуть загрозу безпеці руху поїздів, оскільки можуть сприяти сходженню рухомого складу з рейок.

У кваліфікаційній роботі предметом дослідження виступає МОВ тягового електродвигуна електровоза 2ЕЛ5.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		2

Метою дослідження є аналіз, вивчення можливості модернізації та удосконалення цього вузла з використанням сучасних систем автоматизованого проектування.

Для здійснення цих цілей необхідно виконати:

- аналіз несправностей досліджуваного об'єкта, що виникають в експлуатації;
- аналіз конструкції і матеріалів досліджуваного об'єкта;
- аналіз навантажень, що діють на досліджуваний об'єкт в експлуатації;
- побудова 3D-моделі цього вузла в CAD пакеті та її аналіз у пакеті CAE;
- на основі отриманих у результаті аналізу даних розробити пропозиції щодо вдосконалення конструкції вузла.

Отримані дані допоможуть проаналізувати роботу МОВ в експлуатації, а запропоноване рішення щодо вдосконалення конструкції дасть змогу підвищити надійність і знизити витрати на виробництво, експлуатацію та ремонт МОВ електровозів.

					<i>0032.220795.000.04КР.ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>змін.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		3

1 АНАЛІЗ НЕСПРАВНОСТЕЙ МОТОРНО-ОСЬОВИХ ВАЛЬНИЦЬ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Статистичний матеріал про несправності моторно-осьових вальниць електровозів було проаналізовано на підставі статистичних даних АТ «Укрзалізниця» [2].

За період 2020–2022 р.р. допущено 3654 випадків постановки вантажних електровозів різних серій та індексів на неплановий ремонт. Як показує статистика відмов, найчастішими причинами постановки вантажних електровозів різних серій та індексів на неплановий ремонт у зазначений період стали:

- перекидання електричної дуги колектором тягового двигуна – 474 випадків або 14,7% від загальної кількості виявлених несправностей;
- несправності автогальмівних приладів і повітропроводу – 447 випадків або 12,2% від загальної кількості виявлених несправностей;
- несправності головного вимикача – 264 випадків або 7,3% від загальної кількості виявлених несправностей.

Згідно з виконаним аналізом, кількість відмов моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ4 становила 30 випадків або 0,9% від загальної кількості виявлених несправностей електровозів усіх серій та індексів, відставлених на неплановий ремонт за період 2020–2022 р.р.

На рис. 1.1 зображено діаграму розподілів несправностей вузлів та обладнання вантажних електровозів різних серій та індексів, відставлених на позаплановий ремонт за період 2020–2022 р.р.

Як показує статистика відмов, найчастішими причинами несправностей моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ4, відставлених на неплановий ремонт за період 2020–2022 років стали:

- збільшення зазору між вкладишами моторно-осьових вальниць і шийкою осі колісної пари (КП) – 14 випадків або 46% від загальної кількості допущених несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ4;

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

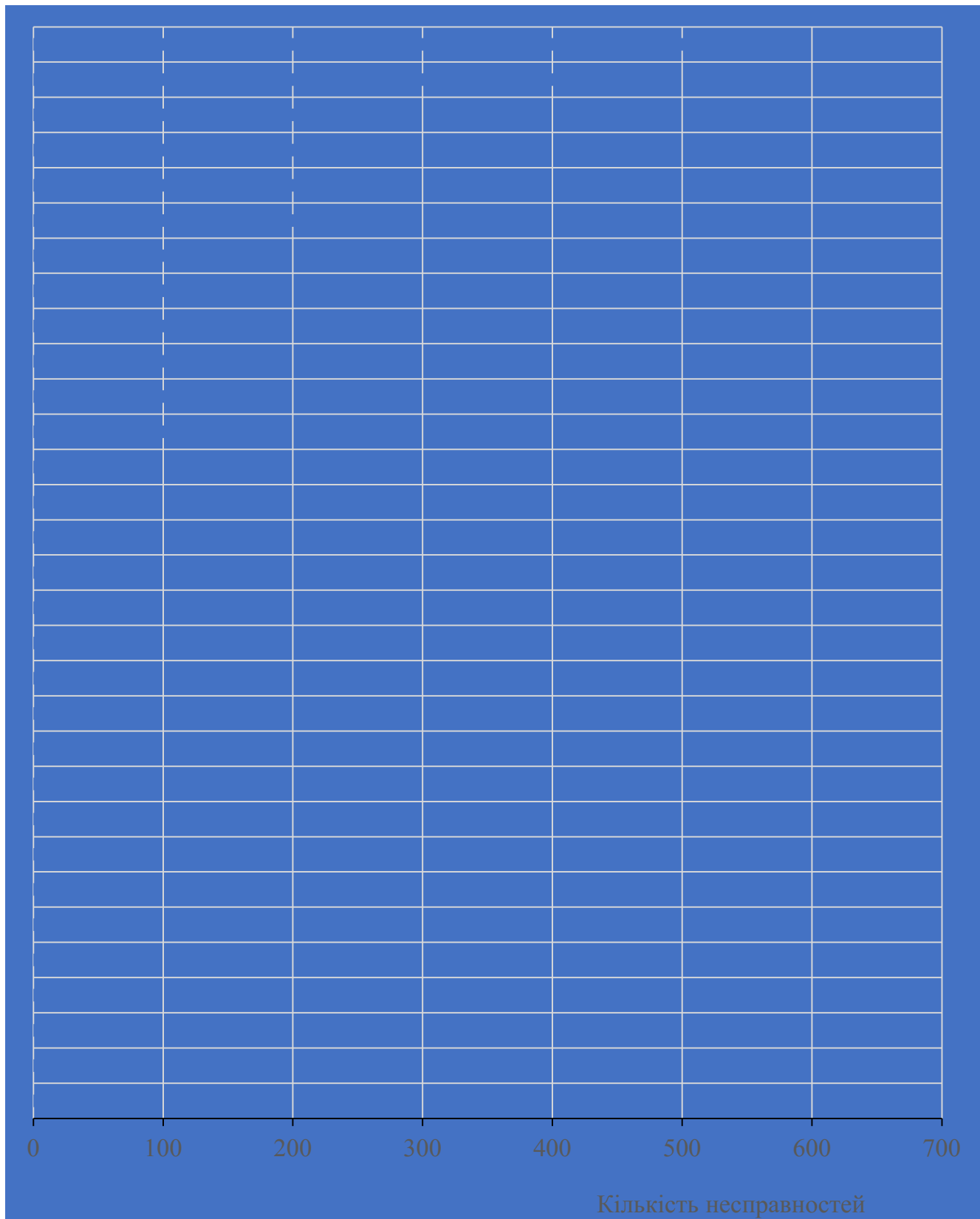


Рисунок 1.1 – Розподіл несправностей електровозів за період 2020–2022 р.р.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

– перекіс моторно-осьових вальниць – чотири випадка або 13,3 % від загальної кількості виявлених несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5;

– недостатній рівень масла в моторно-осьових вальницях – два випадки або 6,7 % від загальної кількості виявлених несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5.

Меншу частину (від чотирьох до одного випадку або від 5% до 1,7%) із 30 випадків виявлених несправностей моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5, відставлених на неплановий ремонт за період 2020–2022 років становили підгаркіс, відсутність зазору між вкладишами МОВ і шийкою осі КП, підвищене нагрівання моторно-осьових вальниць, а також вифарбовування, виплавлення та натяг бабіту вкладишів моторно-осьових вальниць.

На рис. 1.2 зображено діаграму розподілу несправностей моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5, відставлених на неплановий ремонт за період 2020–2022 років.

Розподіл виникнення протягом календарного року несправностей моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5, відставлених на неплановий ремонт у за період 2020–2022 років, свідчить про зростання ушкоджуваності в першу половину зимового періоду і наприкінці літа – на початку осені.

У табл. 1.1 і на діаграмі, зображеній на рис. 1.3, наведено повну статистику розподілу несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5, відставлених на неплановий ремонт протягом календарного року за період 2020–2022 років.

Велике число відмов у зимовий період можна пояснити різким перепадом температури повітря і, як наслідок, утворенням льоду в маслі. Причини зростання пошкоджень МОВ у літній період – порушення технологічної дисципліни під час їхніх ремонтів і технічних обслуговувань.

На рис. 1.4 наведено діаграму розподілу причин допущених в експлуатації несправностей моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5, відставлених на неплановий ремонт за період 2020–2022 р.р. Як показує розподіл відмов за період 2020–2022 років, допущені несправності моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5 в експлуатації сталися з таких причин:

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

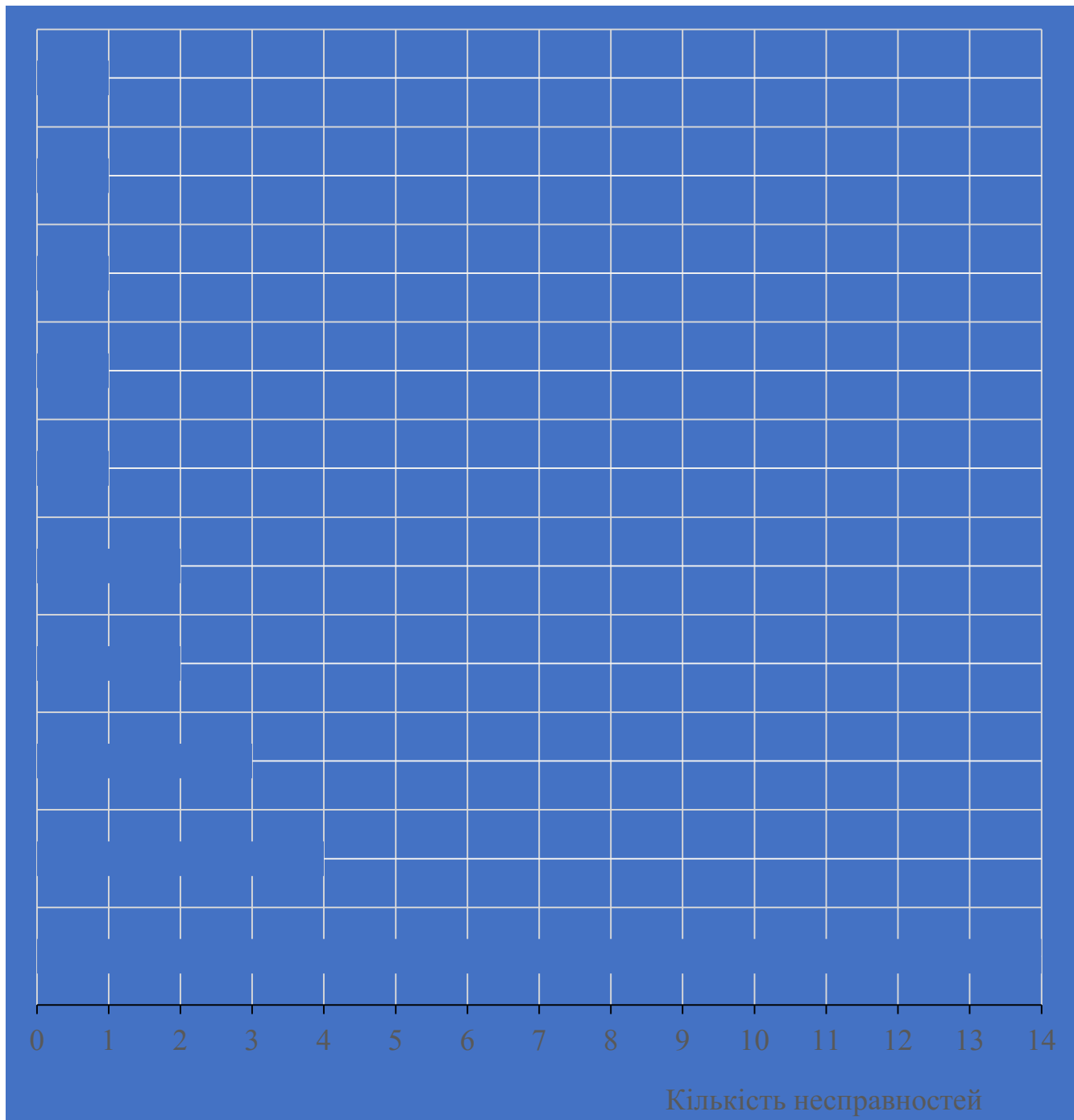


Рисунок 1.2 – Розподіл несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5
за період 2020–2022 р.р.

- неякісний ремонт – 13 випадків або 27% від загальної кількості несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5;
- неякісне технічне обслуговування – 4 випадків або 29% від загальної кількості несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5;

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

– порушення локомотивною бригадою експлуатації локомотива – 9 випадки або 19% від загальної кількості несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5.

Таблиця 1.1 – Розподіл несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5 помісячно за період 2020–2022 роки

Місяць	Кількість несправностей по роках			Усього
	2020	2021	2022	
Січень				
Лютий				
Березень				
Квітень				
Травень				
Червень				
Липень				
Серпень				
Вересень				
Жовтень				
Листопад				
Грудень				
Разом				

На підставі проведеного аналізу допущених несправностей електровозів усіх серій та індексів, відставлених на неплановий ремонт за період трьох років з 2020 по 2022 рік можна зробити наступні висновки:

– несправності моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5 в експлуатації присутні. Протягом трьох років зафіксовано 30 випадків таких несправностей, що становило 0,8 % від загальної кількості виявлених несправностей електровозів усіх

серій та індексів, відставлених на позаплановий ремонт за період 2020–2022 роки;

- значний відсоток несправностей моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5 в експлуатації становить збільшення зазору між вкладишами моторно-осьових вальниць та шийкою осі колісної пари – 14 випадків або 47% від загальної кількості (30 випадків) виявлених несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5;
- розподіл виникнення протягом календарного року несправностей моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5 свідчить про зростання ушкоджуваності в першу половину зимового періоду і наприкінці літа – початку осені;
- більшу частину несправностей моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5 допущено через неякісний ремонт, що становило 11 випадків або 37% від загальної кількості виявлених в експлуатації несправностей моторно-осьових вальниць електровозів 2ЕЛ5.

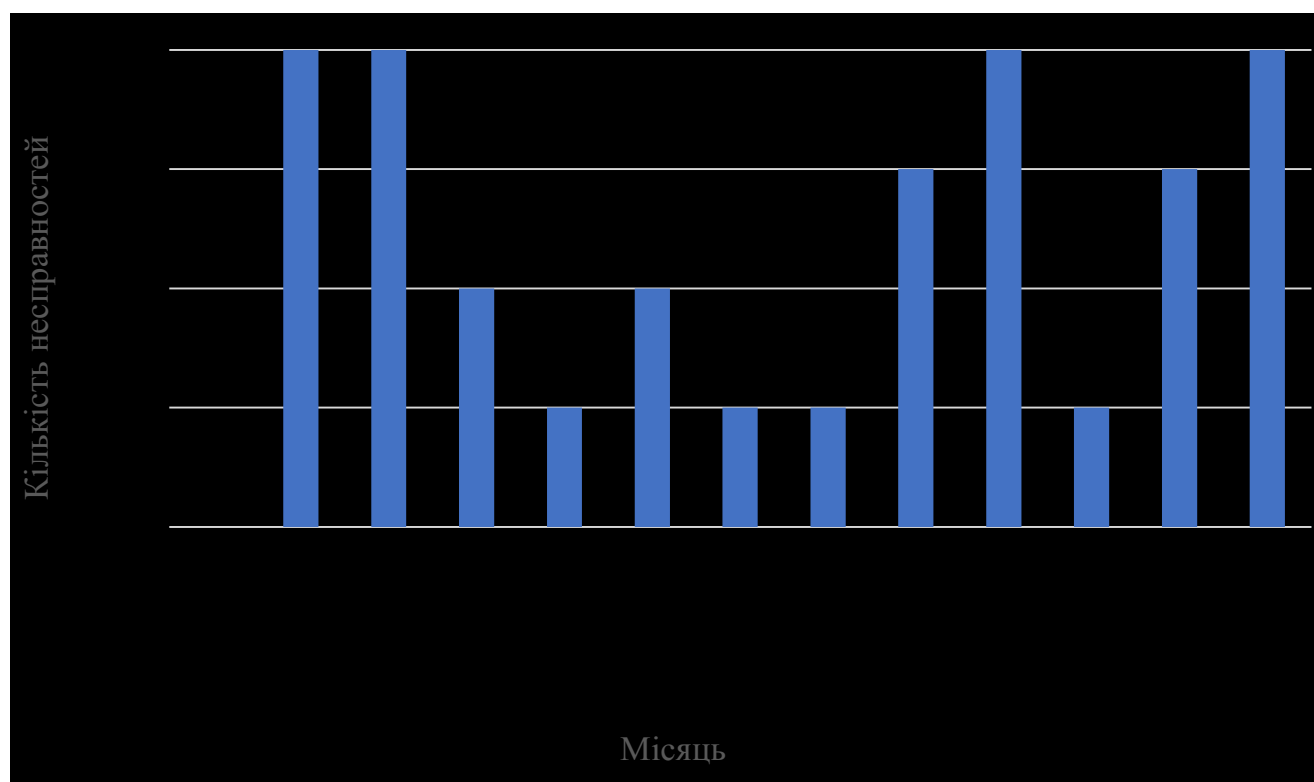
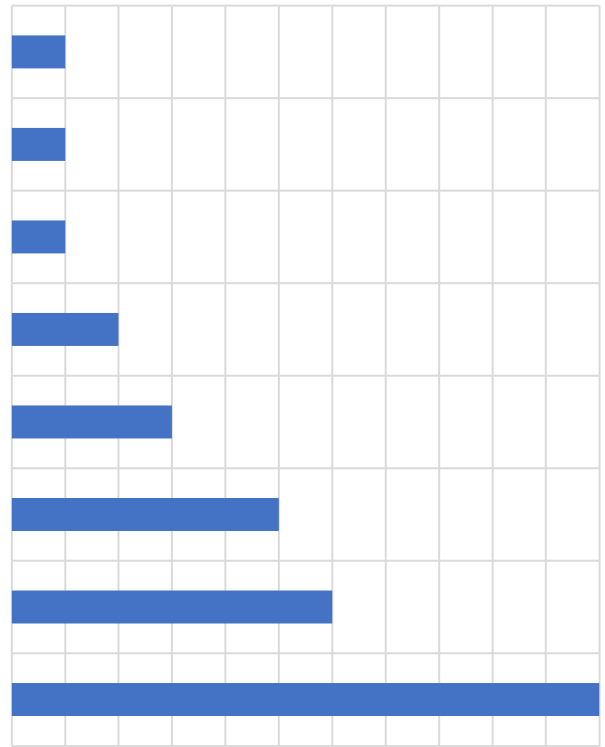


Рисунок 1.3 – Розподіл несправностей МОВ електровозів 2ЕЛ5, відставлених на неплановий ремонт протягом календарного року за період 2020–2022 років



Кількість випадків

Рисунок 1.4 – Розподіл причин несправностей МОВ електровозів 2ЕJ5 за період 2020–2022 р.р.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТА МАТЕРІАЛІВ МОТОРНО-ОСЬОВИХ ВАЛЬНИЦЬ ЕЛЕКТРОВОЗА 2ЕЛ5

2.1 Аанліз конструкції та матеріалів

Моторно-осьові вальниці ковзання тягового двигуна електровоза 2ЕЛ5 відповідно до рис. 2.1 складаються з вкладишів 2, 4 та букс 1 з постійним рівнем масла.

У пази моторно-осьових горловин остова букси встановлені з натягом і закріплені болтами. Букси не взаємозамінні. Вкладиші 2 і 4 відлиті з латуні, внутрішня їхня поверхня залита бабітом. У вкладишах, звернених до букс, є вікна для надходження масла в зону тертя. Вкладиші мають бурти, що фіксують їхнє положення в осьовому напрямку. Від провертання вони кріпляться в остові шпонками 6. Для регулювання натягу посадки вкладишів у моторно-осьових вальницях між буксами й остовом встановлено прокладки 7, які в міру зносу зовнішнього діаметра вкладишів видаляють. У буксі 1 є дві сполучені камери Б і В. В масло камери Б занурені коси, плетені з вовняної пряжі. Камера В, заповнена маслом, нормально не сполучається з атмосферою. У міру витрачання масла його рівень у камері Б знижується. Коли він виявиться нижчим за отвір трубки 6, повітря надходить через цю трубку у верхню частину камери В, переганяючи з неї масло через отвір А в камеру Б. У результаті рівень масла в камері Б підвищиться і закриє нижній кінець трубки 8. Після цього камера В буде роз'єднана з атмосферою і перетікання масла з неї в камеру Б припиниться. Таким чином, поки в запасній камері В перебуває масло, рівень його в камері Б не буде знижуватися. Буксу заправляють маслом по трубці 9 через отвір А під тиском за допомогою спеціального шланга з наконечником. Рівень масла в буксі контролюють показчиком.

Технологія складання МОВ регламентується такою технологічною документацією, затвердженою в установленому на підприємстві-виробнику порядку:

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

- 5ТС.263.003СК – складальне креслення моторно-осьової вальниці;
- 5ТС.035.053СК – складальне креслення остова тягового електродвигуна;

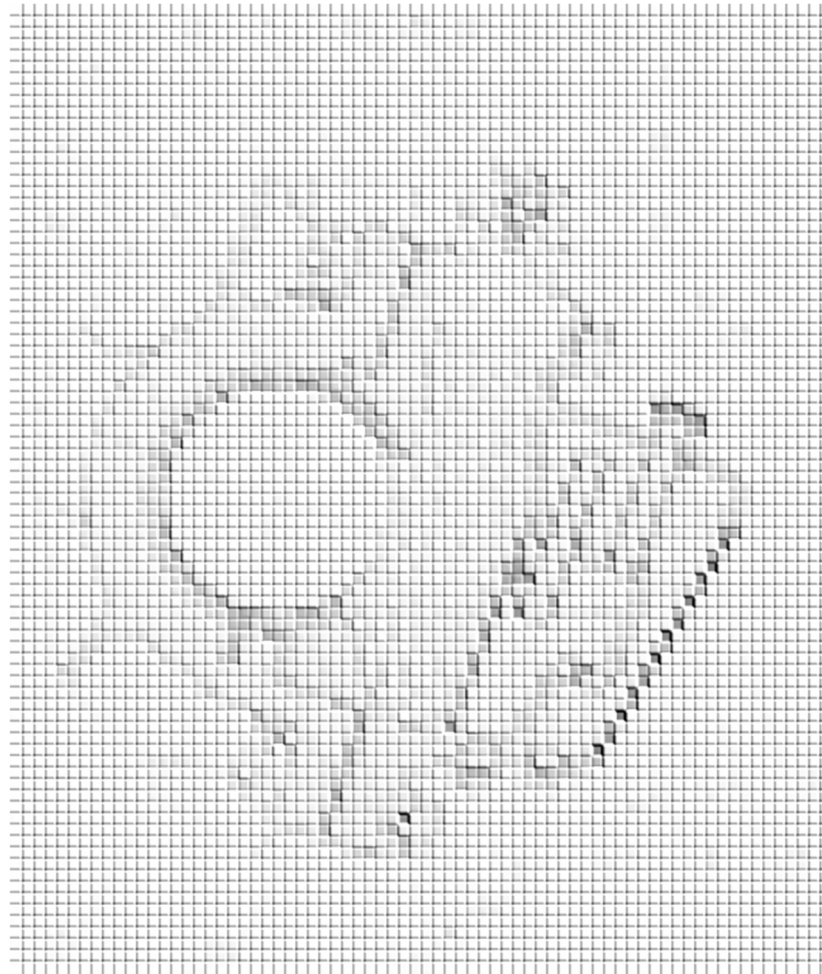


Рисунок 2.1 – Моторно-осьова вальниця електровоза 2ЕЛ5:

- 1 – букса; 2 – вкладиш; 3 – антифрикційний шар вкладиша; 4 – вкладиш з вікном; 5 – антифрикційний шар вкладиша з вікном; 6 – шпонка; 7 – прокладка; 8 – з'єднувальна трубка; 9 – заправна трубка; 10 – підбивна камера для кіс (А); 11 – робоча камера (Б); 12 – запасна камера (В); 13 – болт верхній; 14 – болт нижній; 15 – гайка; 16 – планка фіксувальна; 17 – болт зливний; 18 – кришка; 19 – болт шарнірний; 20 – гайка; 21 – пластина; 22 – кришка; 23 – прокладка; 24 – остов; 25 – заправний отвір
- 6ТС.155.030СК – складальне креслення тягового електродвигуна;
 - 5ТС.224.065СК – складальне креслення колісної пари.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Монтаж конструкції МОВ проводять відповідно до вимог нормативних документів на монтаж і правил, установлених проектом виконання монтажних робіт.

Нижче перераховано деталі, що становлять конструкцію моторно-осьової вальниці.

Деталь "Пружина", зображена на рис. 2.2, являє собою пластинчасту пружину вигину у формі z-подібного профілю. У вільному стані довжина пружини становить 155 мм, висота 18 мм. Довжина верхньої частини пружини становить 115,2 мм, нижньої частини 9 мм. Поперечний переріз пластини пружини прямокутний, товщина пластини становить 3,5 мм, ширина 40 мм. На верхній поверхні пружини є два гладких наскрізних отвори діаметром 6,5 мм. Центри отворів розташовані вздовж осі симетрії на відстані 10 мм і 30 мм відповідно від торцевої грані верхньої поверхні. Профіль пружини в місцях вигинів має заокруглення радіусом 5 мм. Маса деталі 0,016 кг. Пружина виконана з листового гарячекатаного прокату Б-ПН-0-3,5.

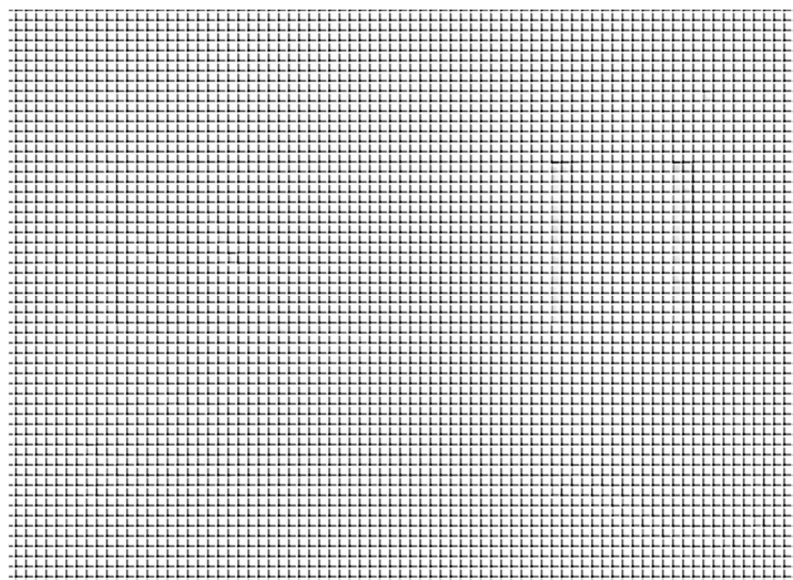


Рисунок 2.2 – Пружина

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Кришка", відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.314.133, яке входить до комплексу конструкторської документації

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

електровоза. Розміри деталі "Кришка" зображені на рис. 1.3. Матеріал цієї деталі сталь марки 3сп.

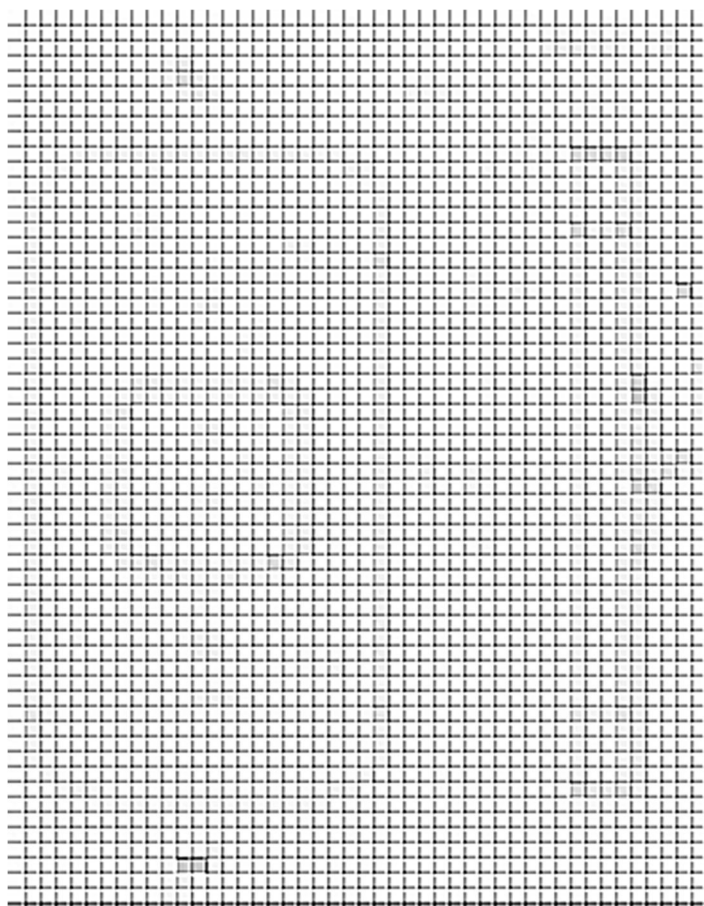


Рисунок 2.3 – Кришка

Деталь "Прокладка", зображена на рис. 2.4, являє собою прямокутний паралелепіпед із заокругленнями між усіма вузькими гранями. Габаритні розміри паралелепіпеда становлять $176 \times 96 \times 8$ мм, радіус заокруглень між вузькими гранями дорівнює 18 мм. На фронтальній поверхні прокладки є два наскрізні отвори діаметром 6,4 мм. Центри отворів розташовані на осі симетрії. Центр одного отвору знаходиться на відстані 41 мм від вузької торцевої грані деталі, центр іншого отвору знаходиться на відстані 94 мм від центру першого отвору. Маса деталі становить 0,045 кг. Матеріал – повсть марки 8с (сальникова).

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Вушко", відповідають технічним вимогам креслення

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

8ТН.882.401, яке входить до комплекту конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Вушко" зображені на рис. 1.5. Матеріал цієї деталі - сталь марки Зпс.

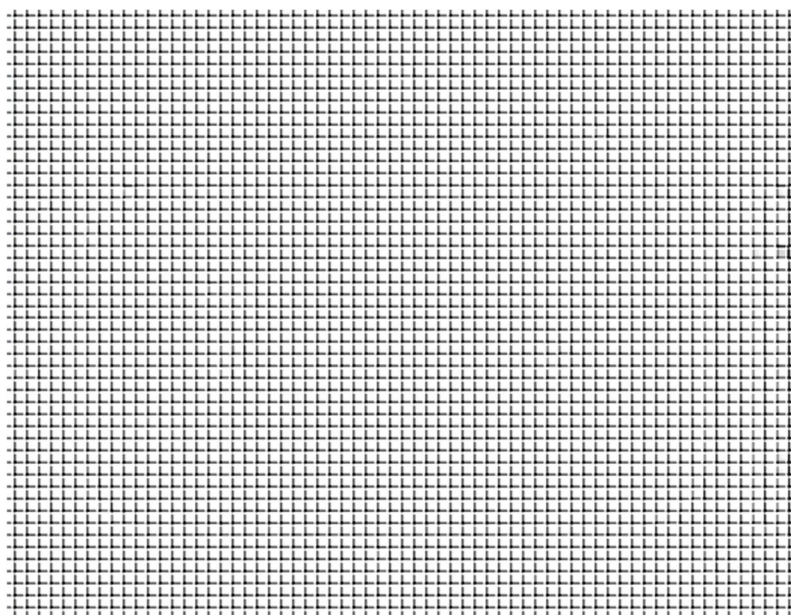


Рисунок 2.4 – Прокладка

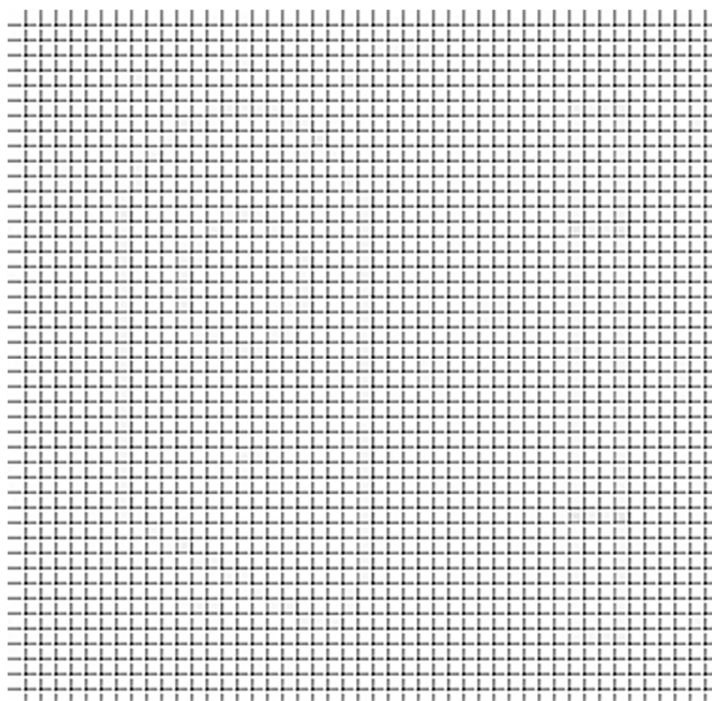


Рисунок 2.5 – Вушко

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Деталь "Вушко", зображена на рис. 2.6, являє собою прямокутний паралелепіпед із габаритними розмірами 52×30×6 мм. На фронтальній поверхні деталі, від вузької грані до центру прямокутника, є наскрізний виріз завдовжки 30 мм шириною 11 мм. Торцева сторона вирізу має заокруглення радіусом 5,5 мм. Виріз розташований симетрично осі симетрії деталі. Маса деталі 0,061 кг. Матеріал – сталь 3сп1.

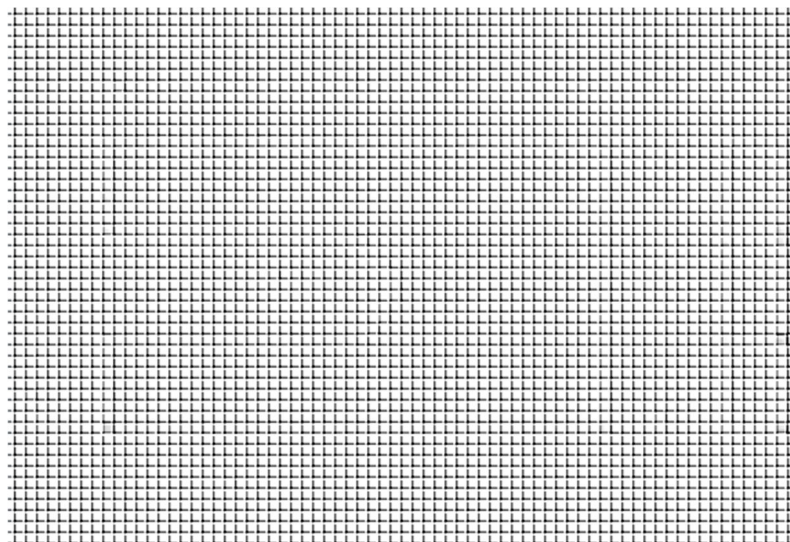


Рисунок 2.6 – Вушко

Деталь "Шайба", зображена на рис. 2.7, являє собою плоский диск діаметром 12,5 мм із круглим наскрізним отвором у центрі діаметром 6,4 мм. Товщина шайби 1,5 мм. Маса деталі 0,001 кг. Шайба виконана з металевої стрічки 08кп-ПН-2-1,5×56.

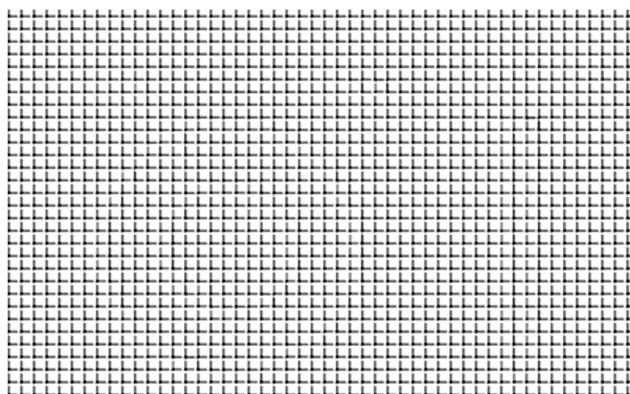


Рисунок 2.7 – Шайба

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Деталь "Заклепка", зображена на рис. 2.8, являє собою циліндричний стрижень завдовжки 12 мм круглого перетину діаметром 6 мм. На одному кінці стрижня знаходиться напівкругла головка сферичної форми діаметром 10,7 мм. Радіус сфери становить 6 мм. Між плоскою частиною головки і циліндром стрижня є заокруглення радіусом 0,5 мм. Маса деталі 0,004 кг. Заклепка виконана з дроту 10кп-5-6670.

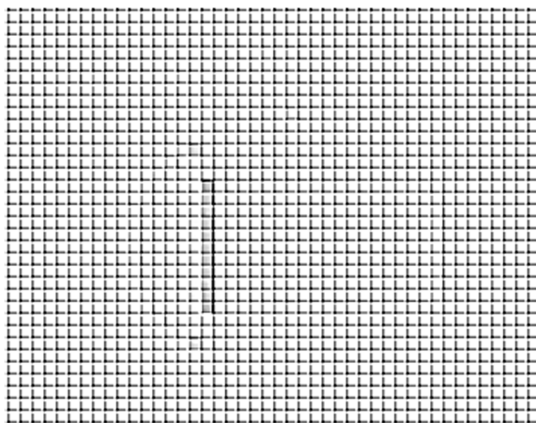


Рисунок 2.8 – Заклепка

Деталь "Прокладка", зображена на рис. 2.9, являє собою плоский диск діаметром 40 мм із круглим наскрізним отвором у центрі діаметром 6 мм. Товщина прокладки 8 мм. Маса деталі 0,004 кг. Прокладка виконана з повсті ГПр А8.

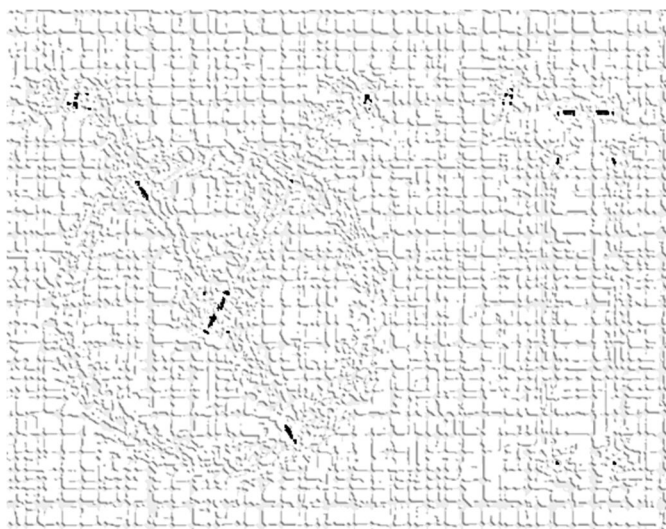


Рисунок 2.9 – Прокладка

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Кришка", відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.313.295, яке входить до комплекту конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Кришка" зображено на рис. 2.10. Матеріал цієї деталі - сталь марки 25Л 3-ї групи відливання.

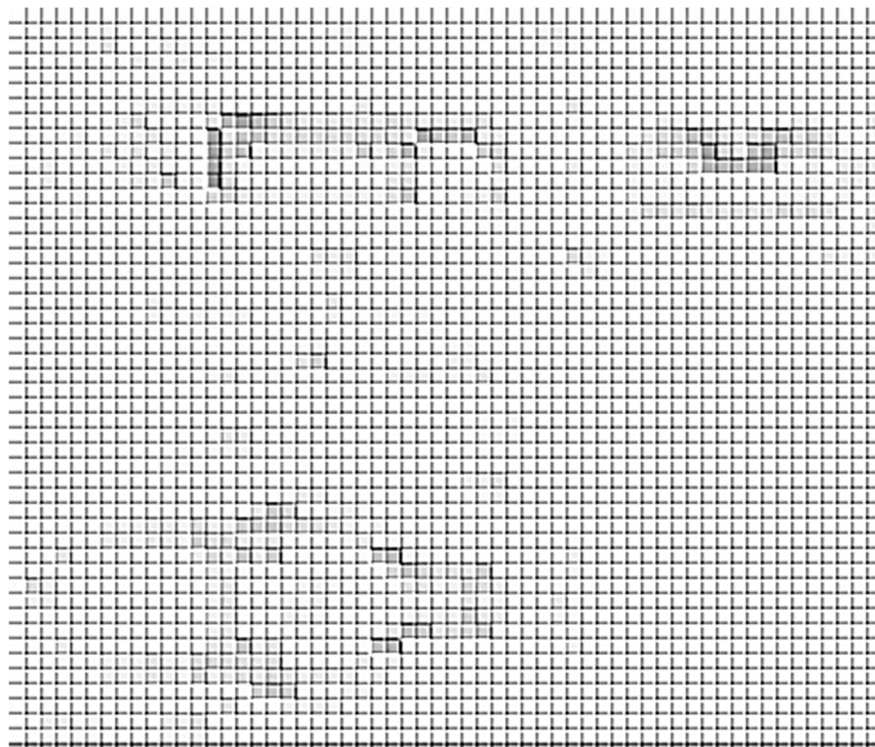


Рисунок 2.10 – Кришка

Деталь "Заклепка", зображена на рис. 2.11, являє собою циліндричний стрижень завдовжки 12 мм круглого перетину діаметром 6 мм. На одному кінці стрижня знаходиться напівкругла головка сферичної форми діаметром 10,7 мм. Радіус сфери становить 6 мм. Між плоскою частиною головки і циліндром стрижня є заокруглення радіусом 0,5 мм. Маса деталі 0,004 кг. Заклепка виконана з дроту 10кп-5-6670.

Деталь "Шайба", зображена на рис. 2.12, являє собою плоский диск діаметром 12,5 мм із круглим наскрізним отвором у центрі діаметром 6,4 мм. Товщина шайби 1,5 мм. Маса деталі 0,001 кг. Шайба виконана з металевої стрічки 08кп ПН-2-1,5×56, покриття Ц6Хр.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

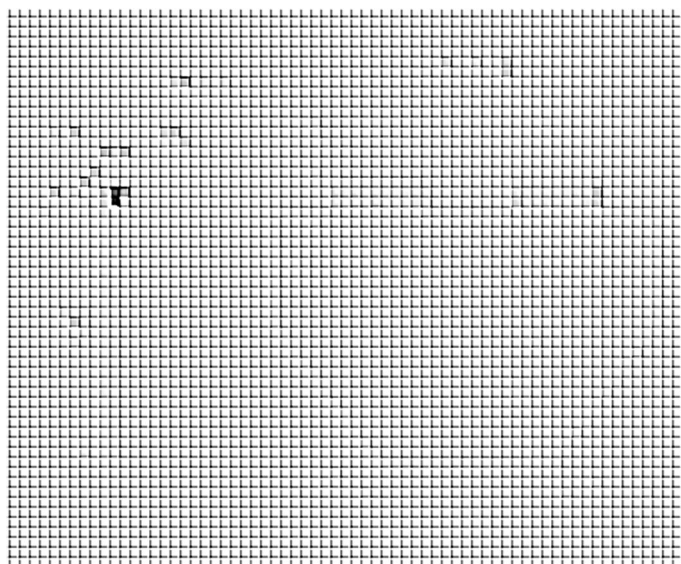


Рисунок 2.13 – Кришка

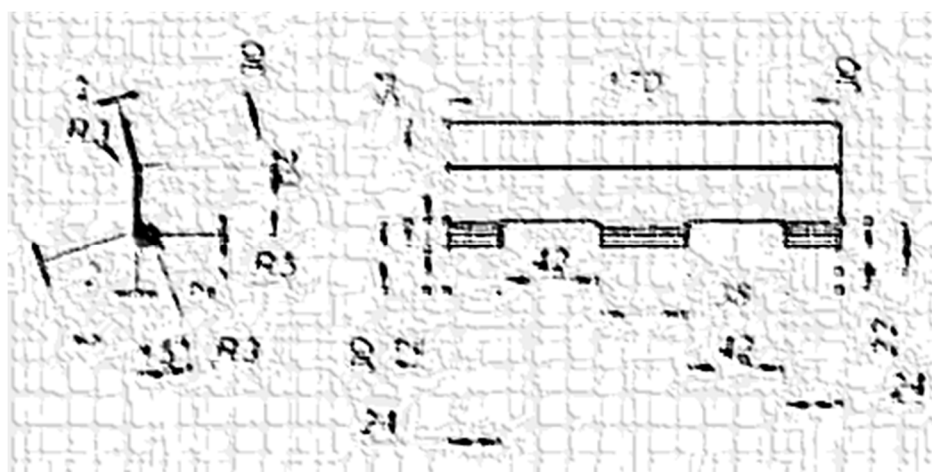


Рисунок 2.14 – Петля

Деталь "Дріт", зображена на рис. 2.15, являє собою циліндричний стрижень завдовжки 174 мм круглого перетину діаметром 5 мм. Деталь виконана з круглого низьковуглецевого сталевого дроту першої групи.

Деталь "Пластина", зображена на рис. 2.16, являє собою прямокутний паралелепіпед із габаритними розмірами 210×160×4 мм. Маса деталі 1,05 кг. Пластина виконана зі сталі 3пс.

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Трубка", відповідають технічним вимогам креслення

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

8ТН.171.178, яке входить до комплексу конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Трубка" зображені на рис. 2.17. Матеріал цієї деталі сталь марки 45.

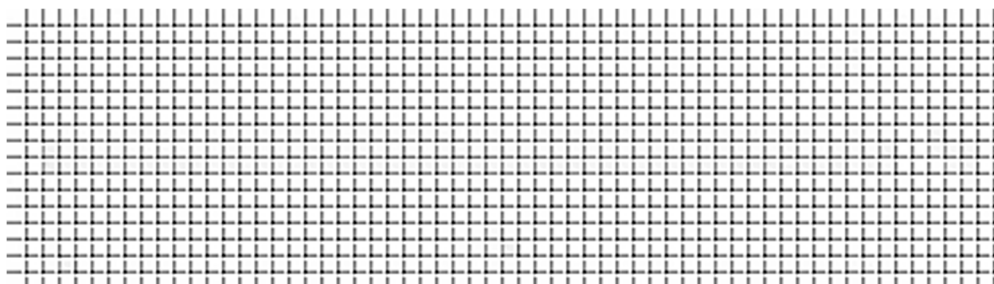


Рисунок 2.15 – Дріт

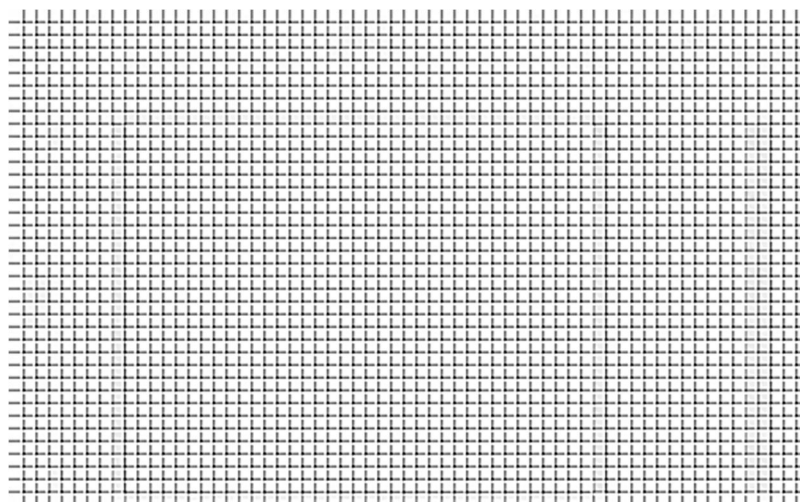


Рисунок 2.16 – Пластина

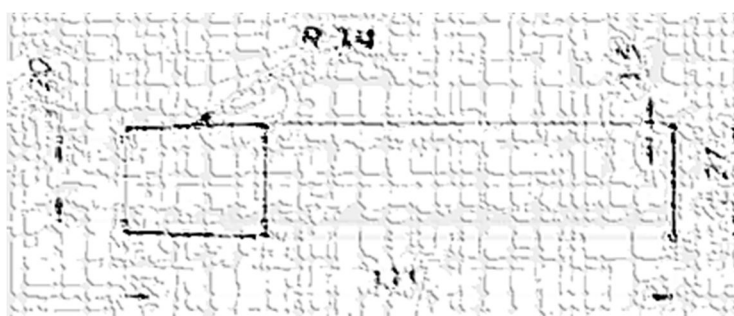


Рисунок 2.17 – Трубка

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

і контролю деталі "Трубка", відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.171.177, яке входить до комплекту конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Трубка" зображені на рис. 2.18. Матеріал цієї деталі сталь марки 45.

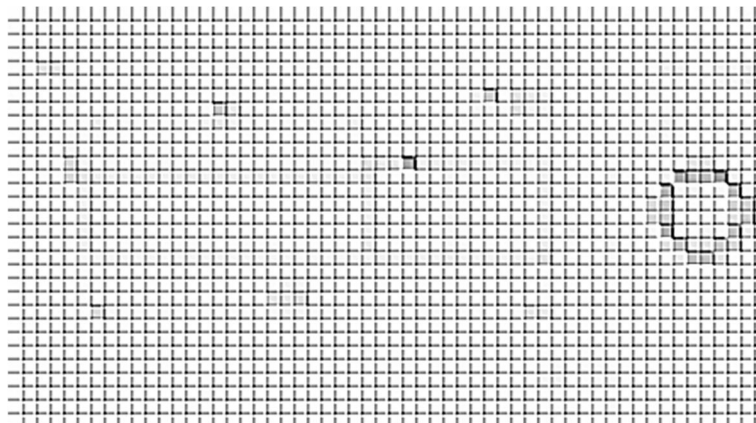


Рисунок 2.18 – Трубка

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Букса", відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.266.035, яке входить до комплекту конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Букса" зображені на рис. 2.19. Матеріал цієї деталі сталь марки 25ЛІ 3-ї групи відливання.

Деталь "Вушко", зображена на рис. 2.20, являє собою прямокутний паралелепіпед із габаритними розмірами $20 \times 31 \times 4$ мм. На фронтальній поверхні деталі є гладкий наскрізний отвір діаметром 8,5 мм. Центр отвору розташований на осі симетрії на відстані 21 мм від верхньої торцевої грані, на якій є дві фаски завдовжки 3 мм, виконані під кутом 45 градусів. Маса деталі 0,135 кг. Матеріал сталь марки 3пс1.

Деталь "Пружина", зображена на рис. 2.21, являє собою гвинтову пружину крутіння циліндричної форми з прямим кінцем з одного боку і зацепом з іншого боку. Прямий кінець пружини і зачіп паралельні один одному. Пружина виконана з дроту круглого перерізу діаметром 2 мм. Число робочих витків пружини дорівнює шести, напрямок навивки правий. Внутрішній діаметр пружини 11 мм, висота 15,5 мм. Довжина зачепа 45 мм, радіуси заокруглення зачепа 6 мм. Довжина

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

прямого кінця 46 мм, заокруглення кінця радіусом 1,9 мм. Маса деталі 0,009 кг. Пружина виконана з дроту діаметром 2 мм, покриття – цинкове хроматоване Ц9Хр.

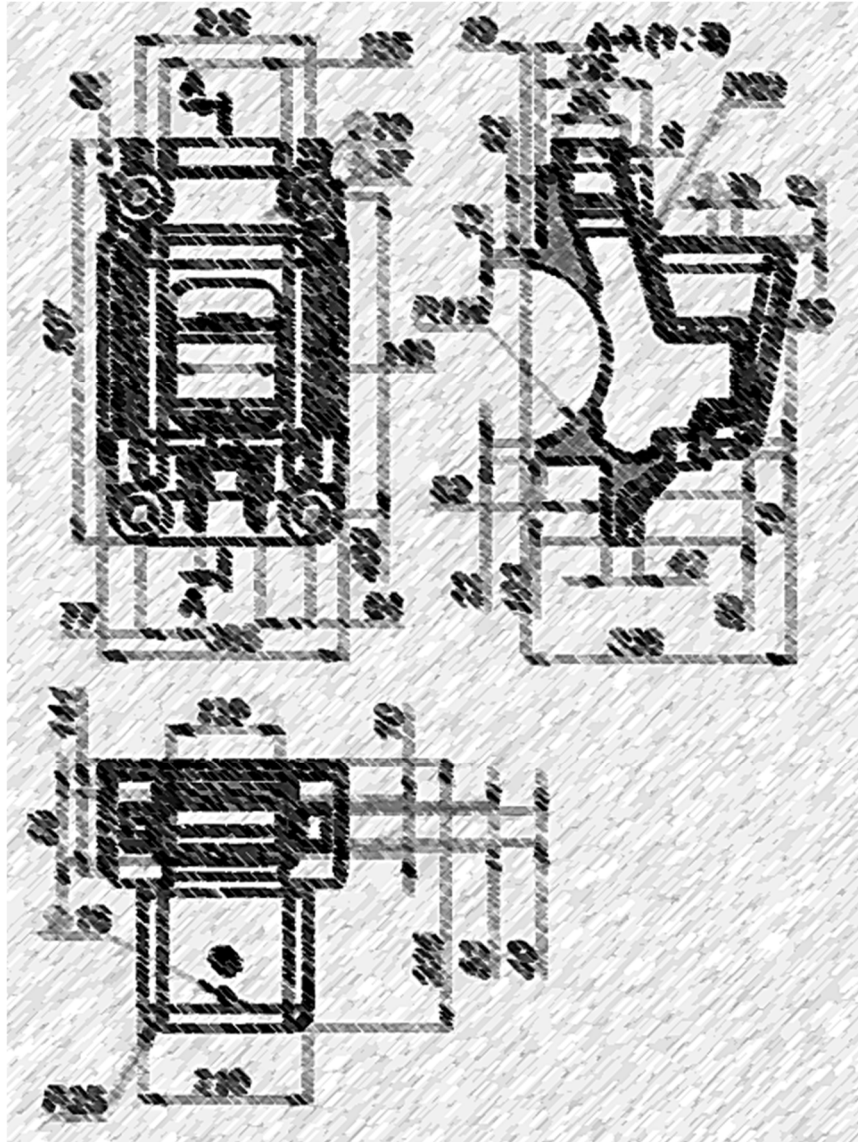


Рисунок 2.19 – Букса

Деталь "Пробка", зображена на рис. 2.22, являє собою пробку із зовнішнім трубним конічним різьбленням з конусністю 1:16 та шестигранною головкою зверху. Довжина конуса від снування до основної площини конічного різьблення $R \frac{3}{8}$ становить 6,4 мм. Діаметр різьби в основній площині становить 16,6 мм. На кінці конуса пробки виконано фаску під кутом 45° довжиною 1 мм, з протилежного боку конуса виконано фаску під кутом 45° довжиною 1,6 мм.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

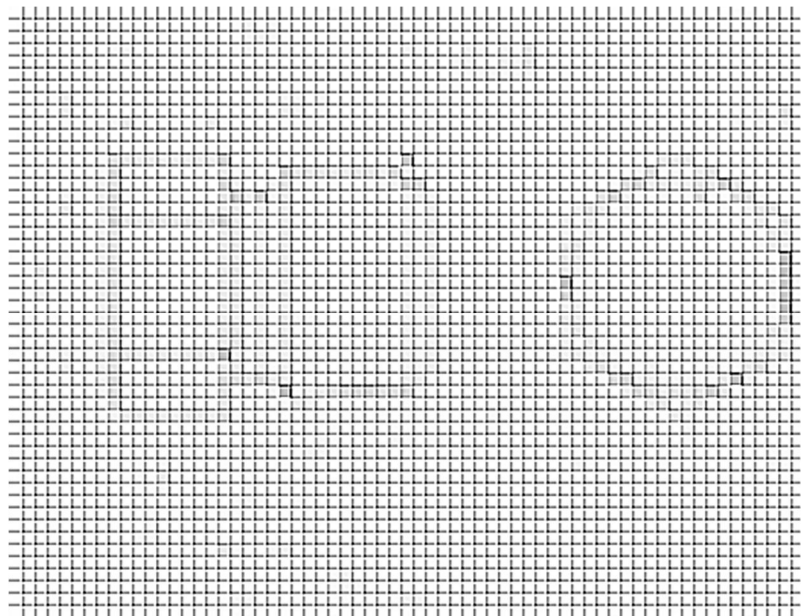


Рисунок 2.22 – Пробка

Між конусом і шестигранною головкою є проточка шириною 2 мм і діаметром 14 мм. Між голівкою корка і проточкою є заокруглення радіусом 1 мм. Головка пробки має форму шестигранника з діаметром вписаного кола 17 мм. Висота головки дорівнює 9 мм, загальна довжина пробки становить 24 мм. Маса деталі 0,040 кг. Пробка виконана з шестигранника з вуглецевої якісної конструкційної сталі марки 45, з якістю поверхні групи Б, нагартований – Н, покриття – цинкове хроматоване Ц9Хр.

Деталь "Болт шарнірний", зображена на рис. 2.23, являє собою болт відкидний із круглою головкою. Довжина болта становить 60 мм, різьблення М10 довжиною 40 мм. Внутрішній діаметр кільця 10,5 мм, зовнішній діаметр кільця 18 мм, ширина кільця 12 мм. Округлення між стрижнем болта і головкою становить 6 мм. Маса деталі 0,070 кг. Болт виконаний зі сталі марки 10, покриття - цинкове хроматоване Ц9Хр.

Деталь "Гайка", зображена на рис. 2.24, являє собою усічений конус із двома округлими вушками, розташованими в діаметральній площині конуса. Діаметр основи конуса дорівнює 18 мм, верхній діаметр 15,3 мм.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

виконана з шестигранника з конструкційної сталі марки 20, з якістю поверхні групи Б, нагартований – Н, покриття – цинкове хроматоване Ц9Хр.

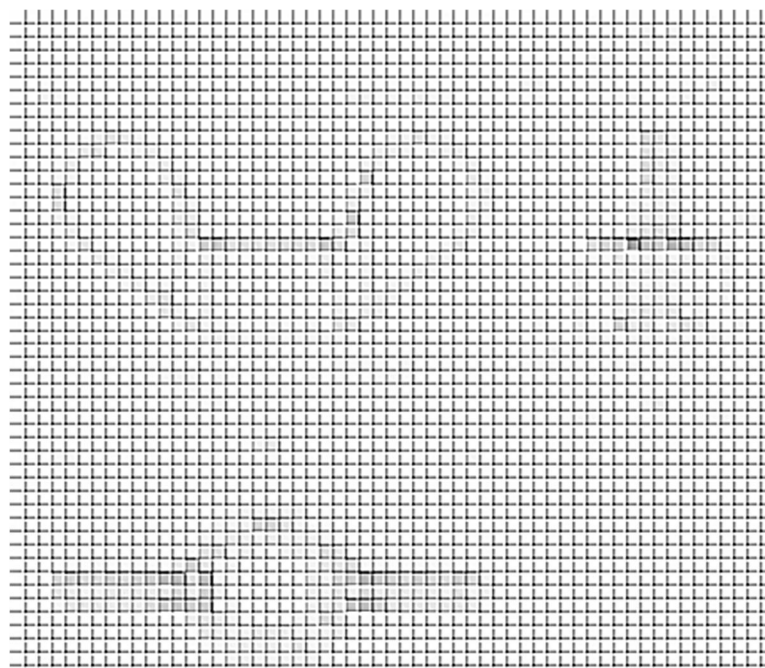


Рисунок 2.24 – Гайка

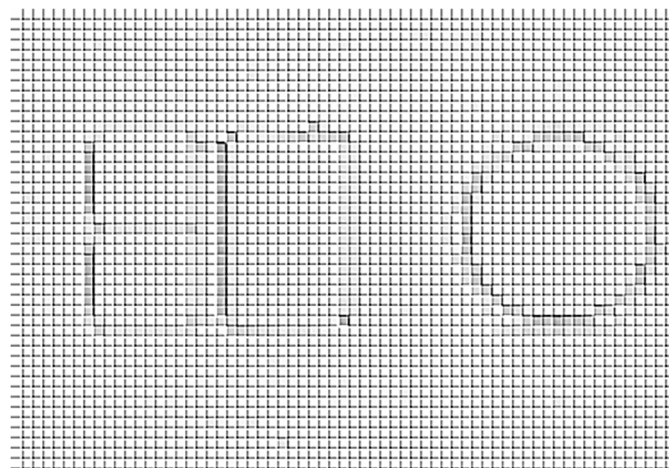


Рисунок 2.25 – Пробка

Деталь "Пробка", зображена на рис. 2.26, являє собою пробку із зовнішнім трубним конічним різьбленням з конусністю 1:16 та шестигранною головкою зверху. Довжина конуса від снування до основної площини конічного різьблення

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

R1 становить 10,4 мм. Діаметр різьби в основній площині становить 33,25 мм. На кінці конуса пробки виконано фаску під кутом 45° завдовжки 1,5 мм, з протилежного боку конуса виконано фаску під кутом 45° завдовжки 2,7 мм. Між конусом і шестигранною головою є проточка шириною 1,6 мм і діаметром 29,5 мм. Між голівкою корка і проточкою є заокруглення радіусом 1,5 мм. Головка пробки має форму шестигранника з діаметром вписаного кола 36 мм. Висота головки дорівнює 17 мм, загальна довжина пробки становить 43 мм. Маса деталі 0,313 кг. Пробка виконана з шестигранника з конструкційної сталі марки 20, покриття – цинкове хроматоване Ц9Хр.

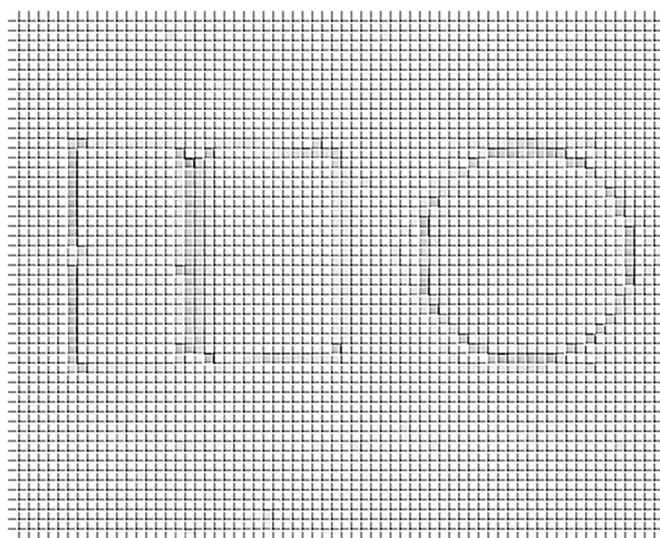


Рисунок 2.26 – Пробка

Деталь "Заклепка", зображена на рис. 2.27, являє собою циліндричний стрижень завдовжки $75 \pm 1,2$ мм круглого перетину діаметром 10 мм. На одному кінці стрижня знаходиться напівкругла головка сферичної форми діаметром 16,6 мм. Радіус сфери становить 8,3 мм. Між плоскою частиною головки і циліндром стрижня є заокруглення радіусом 0,6 мм. Маса деталі 0,44 кг. Заклепку виконано за із дроту 10кп.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

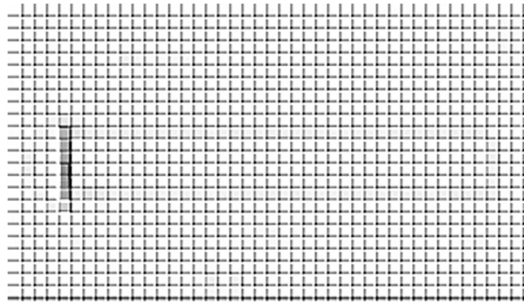


Рисунок 2.27 – Заклепка

Деталь "Вушко", зображена на рис. 2.28, являє собою трикутну усічену призму з прямокутними основами. Довжина нижньої основи 100 мм, ширина 6 мм. Довжина верхньої основи 50 мм, ширина 6 мм. Відстань між основами 110 мм. Між вузькими гранями призми є заокруглення в нижній основі радіусом 3 м, у верхній основі радіусом 10 мм. На фронтальній поверхні призми є гладкий наскрізний отвір діаметром 30 мм. Центр отвору розташований на відстані 35 мм від верхньої основи на осі симетрії. Маса деталі 0,3 кг. Вушко виконано зі сталі марки 3пс.

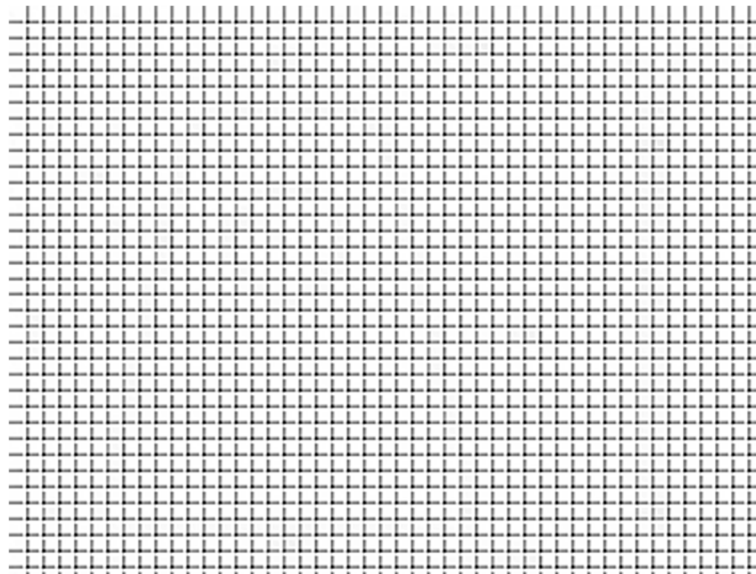


Рисунок 2.28 – Вушко

Деталь "Шайба", зображена на рис. 2.29, являє собою плоский диск діаметром 17 мм із круглим наскрізним отвором у центрі діаметром 8,4 мм. Товщина шайби 1,5 мм. Маса деталі 0,002 кг. Шайба виконана з металевої стрічки

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

08кп-ПН-2-1,5×56.

Деталь "Шайба", зображена на рис. 2.30, являє собою плоский диск діаметром 21 мм із круглим наскрізним отвором у центрі діаметром 10,5 мм. Товщина шайби 2 мм. Маса деталі 0,004 кг. Шайба виконана з металевої стрічки 08кп-ПН2-2×70.

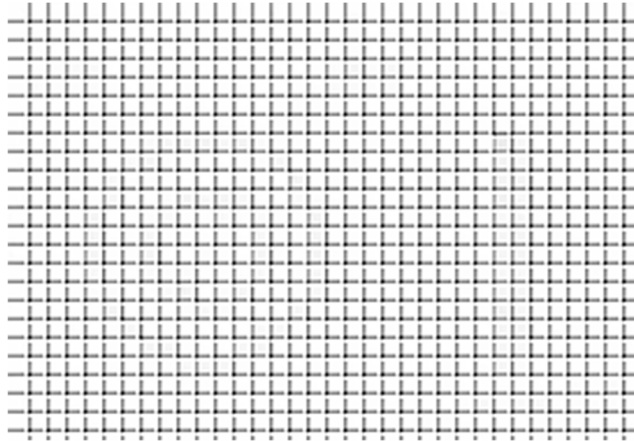


Рисунок 2.29 – Шайба

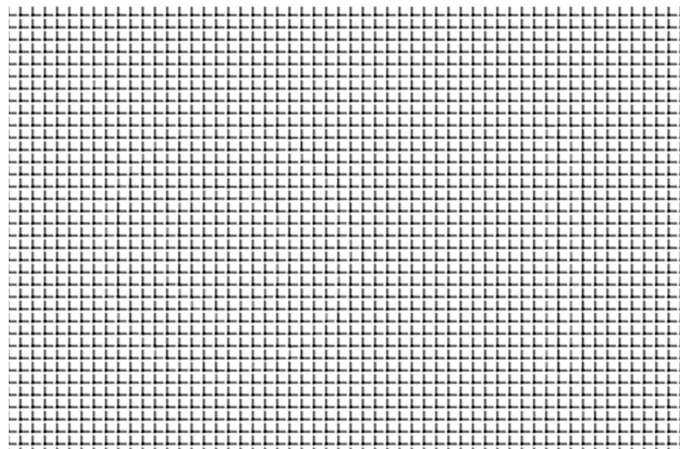


Рисунок 2.30 – Шайба

Деталь "Заклепка", зображена на рис. 2.31, являє собою циліндричний стрижень завдовжки $55 \pm 0,95$ мм круглого перетину діаметром 10 мм. На одному кінці стрижня знаходиться напівкругла головка сферичної форми діаметром 15,57 мм. Радіус сфери становить 8,3 мм. Між плоскою частиною головки і

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

циліндром стрижня є заокруглення радіусом 0,6 мм. Маса деталі 0,395 кг. Заклепка виконана з дроту 10кп.

Деталь "Заклепка", зображена на рис. 2.32, являє собою циліндричний стрижень завдовжки 50 мм. Діаметр стрижня заклепки дорівнює 8 мм. На одному кінці стрижня розміщена потайна головка конічної форми діаметром 13,9 мм, конічністю 90°. Між конусом головки і циліндром стрижня є заокруглення радіусом 0,25 мм. Маса деталі 0,208 кг. Заклепку виконано із дроту 10кп.

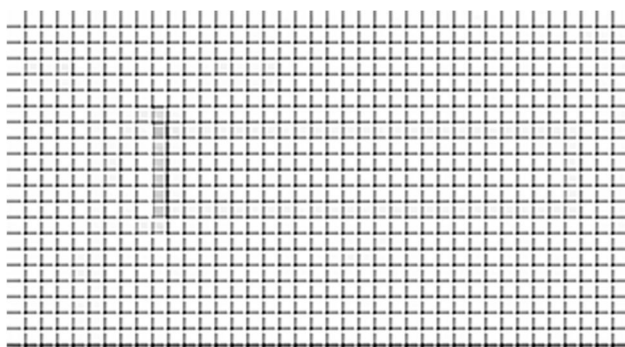


Рисунок 2.31 – Заклепка

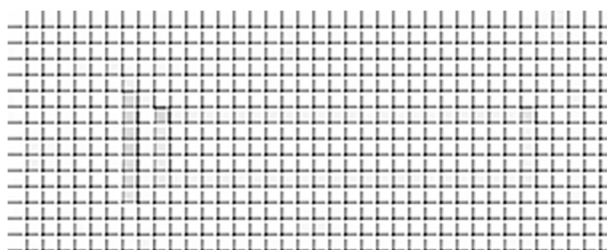


Рисунок 2.32 – Заклепка

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Шплінт", відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.994.006, яке входить до комплексу конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Шплінт" зображені на рис. 2.33. Матеріал цієї деталі сталь марки 10кп.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

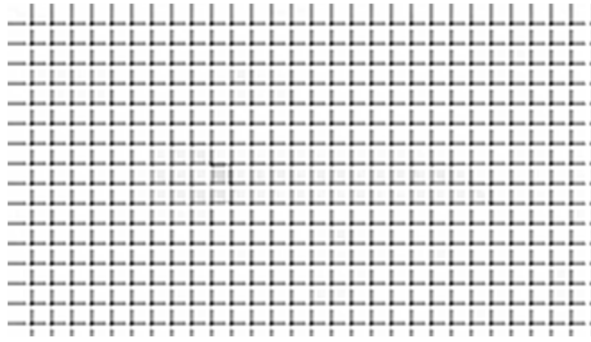


Рисунок 2.33 – Шплінт

Деталь "Остов" зображена схематично у вигляді частини остова тягового двигуна. Основні геометричні розміри, матеріал та інші дані відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.035.059, що входить до комплексу конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Остов" зображені на рис. 2.34. Матеріал цієї деталі сталь марки 25Л 3-ї групи відливання.

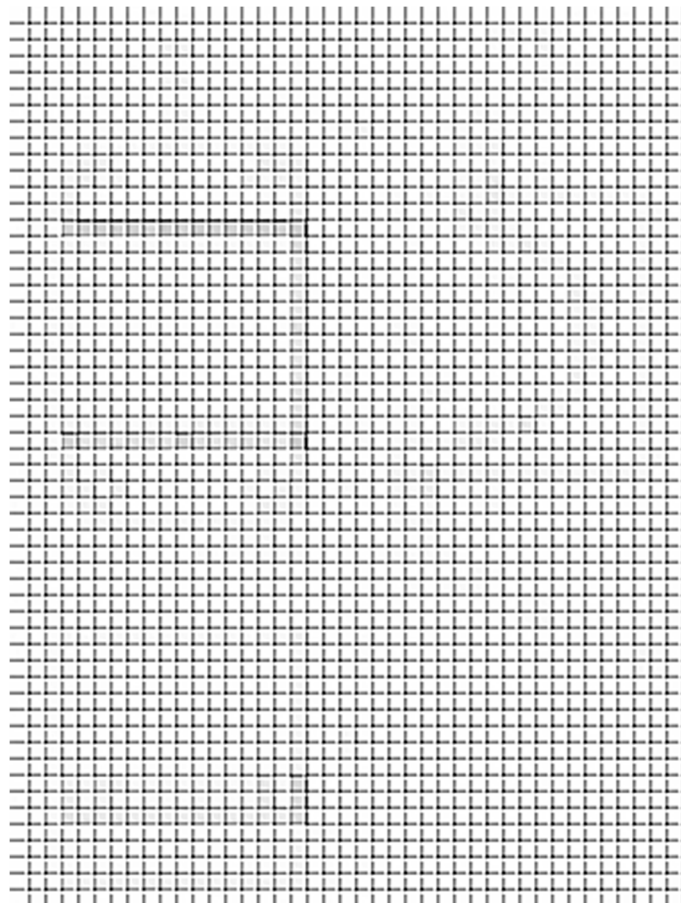


Рисунок 2.34 – Остов

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Шпонка", відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.970.169, яке входить до комплекту конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Шпонка" зображені на рис. 2.35. Матеріал цієї деталі сталь марки 45.

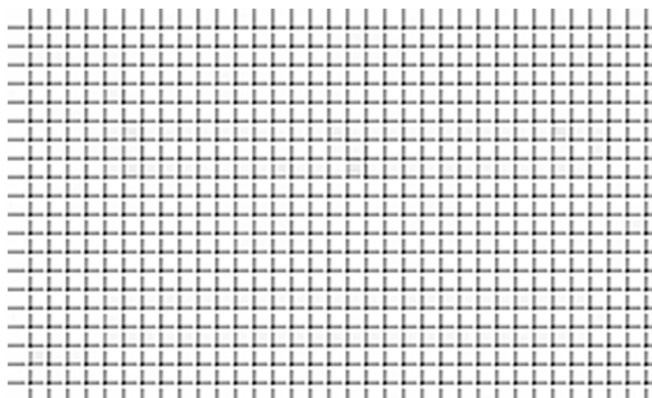


Рисунок 2.35 – Шпонка

Деталь "Палець", зображена на рис. 2.36, являє собою циліндричний стрижень завдовжки 30 мм круглого перетину діаметром 6 мм. З обох торців пальця є фаски довжиною 1,6 мм, виконані під кутом 25° . Маса деталі 0,007 кг. Деталь виконана з вуглецевої якісної конструкційної нагартованої сталі марки 45.

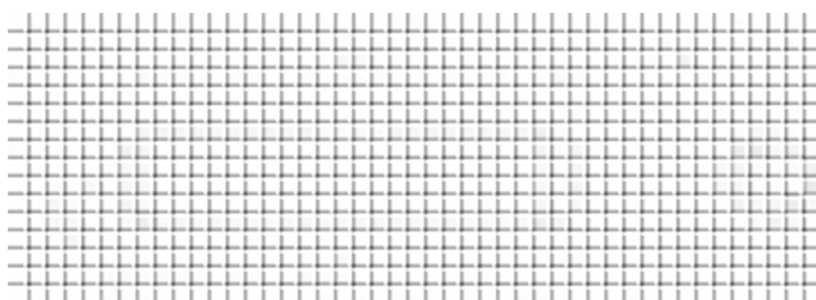


Рисунок 2.36 – Палець

Деталь "Прокладка", зображена на рис. 2.37, являє собою металеву пластину з габаритними розмірами 286x100x0,35 мм. На лицьовій поверхні є два гладких,

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

наскрізних отвори діаметром 40 мм. Центри отворів розташовані на відстані 65 мм від нижньої кромки і на відстані 35 мм від торцевої. Відстань між центрами отворів 216 мм. Отвори симетричні. Маса деталі 0,069 кг. Прокладка виконана зі сталі марки 45.

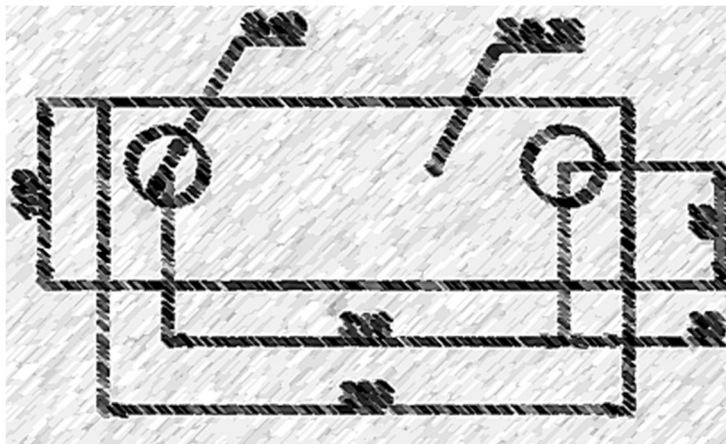


Рисунок 2.37 – Прокладка

Деталь "Болт", зображений на рис. 2.38, має стрижень циліндричної форми довжиною 230 мм і діаметром 36 мм.

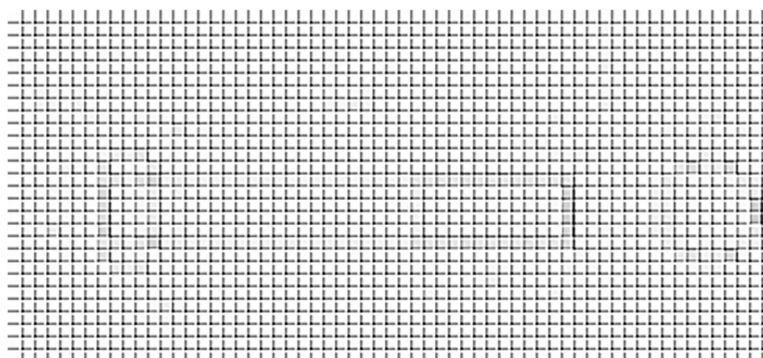


Рисунок 2.38 – Болт

На стрижні болта нарізана різьба М 36×2 на довжину 80 мм. На кінці стрижня болта виконано фаску довжиною 3 мм, під кутом 45°. Головка болта має форму шестигранника з діаметром вписаного кола 55 мм. Висота головки дорівнює 22,5 мм. Маса деталі 2,16 кг. Болт виконаний зі сталі 45-2ГП. Механічні властивості

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

після термообробки: межа міцності не менш як 589 МПа (60 кгс/мм²), межа плинності не менш як 353 МПа (36 кгс/мм²), відносне подовження не менш як 16 %, ударна в'язкість не менш як 392 кДж/м² (4 кгс/см²), твердість 170...245 НВ.

Деталь "Болт", зображений на рис. 2.39, має стрижень циліндричної форми довжиною 140 мм і діаметром 36 мм. На стрижні болта нарізана різьба М 36×2 на довжину 75 мм. На кінці стрижня болта виконано фаску довжиною 3 мм, під кутом 45°. Головка болта має форму шестигранника з діаметром вписаного кола 55 мм. Висота головки дорівнює 22,5 мм. Маса деталі 1,53 кг. Болт виконаний зі сталі 45-2ГП. Механічні властивості після термообробки: межа міцності не менш як 589 МПа (60 кгс/мм²), межа плинності не менш як 353 МПа (36 кгс/мм²), відносне подовження не менш як 16%, ударна в'язкість не менш як 392 кДж/м², (4 кгс/см²), твердість 170...245 НВ.

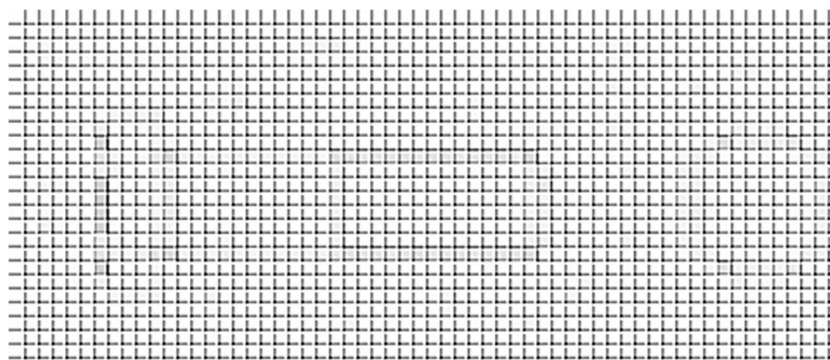


Рисунок 2.39 – Болт

Деталь "Гайка", зображена на рис. 2.40, являє собою виріб із наскрізним різьбовим отвором у центрі деталі. Розмір різьби М 36×2. Форма гайки квадратна, розмір грані дорівнює 55 мм. Висота гайки 30 мм. На торцевих гранях під кутом 45° виконані фаски довжиною 3 мм. У верхній частині гайки є конічна фаска з внутрішнім діаметром 53 мм, виконана під кутом 25°. У нижній частині різьбового отвору є конічна фаска із зовнішнім діаметром 37,8 мм, виконана під кутом 30°. Нижня частина гайки виконана у формі кільця діаметром 55 мм і висотою 6 мм від опорної поверхні. Маса деталі 0,39 кг. Гайка виконана зі сталі 45-2ГП.

Деталь "Планка", зображена на рис. 2.41, являє собою металеву пластину з

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

габаритними розмірами 286x75x2 мм.

У верхній частині планки, на фронтальній поверхні є наскрізний виріз у вигляді прямокутника. Торцеві сторони вирізу розташовані на відстані 70 мм від торцевих крайок планки, нижня сторона вирізу розташована на відстані 35 мм від нижньої кромки планки.

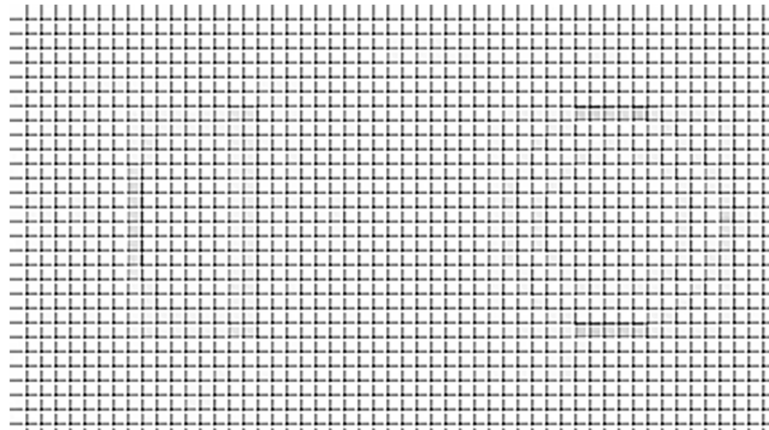


Рисунок 2.40 – Гайка

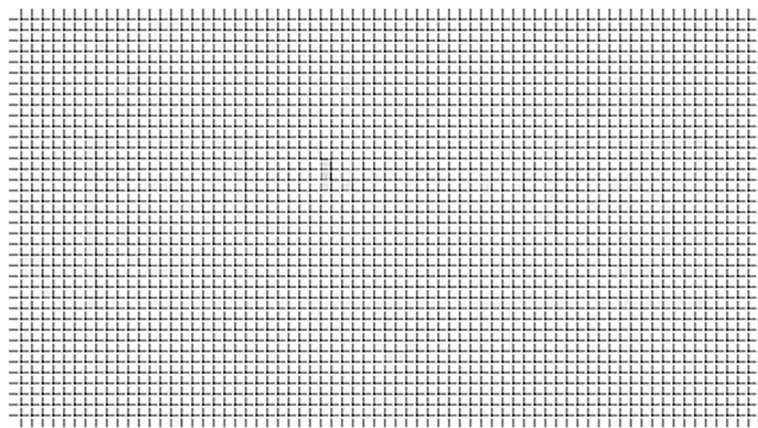


Рисунок 2.41 – Планка

Вертикальні грані вирізу мають заокруглення радіусом 3 мм з нижньою гранню вирізу. Горизонтальні та вертикальні сторони вирізу і планки відповідно паралельні. На лицьовій поверхні є два гладких, наскрізних отвори діаметром 35 мм. Центри отворів знаходяться на відстані 35 мм від нижньої кромки і на відстані 35 мм від торцевої. Відстань між центрами отворів 216 мм. Отвори

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

симетричні. Маса деталі 0,223 кг. Прокладка виконана зі сталі марки Ст3сп.

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Шайба", відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.953.009, яке входить до комплекту конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Шайба" зображені на рис. 2.41. Матеріал цієї деталі сталь марки 65Г.

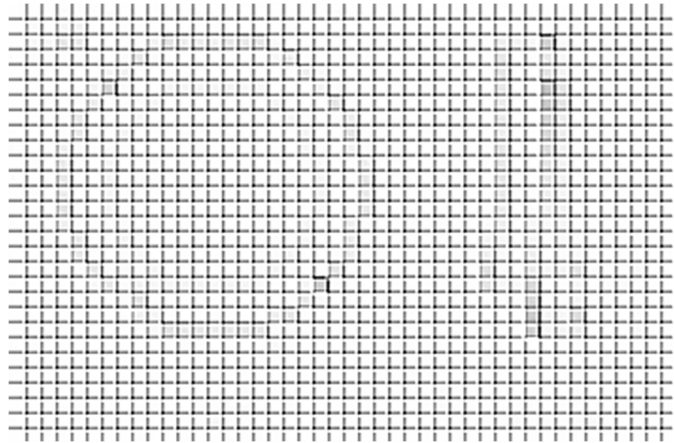


Рисунок 2.42 – Шайба

Деталь "Вісь" зображена схематично у вигляді частини осі – шийки осі колісної пари під моторно-осьовою вальницею. Основні геометричні розміри, матеріал та інші дані відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.205.813, що входить до комплекту конструкторської документації електровоза. Розміри деталі "Вісь" зображені на рис. 2.43. Матеріал цієї деталі сталь марки Ос.

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Вкладиш", відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.263.029 і складального креслення 5ТН.263.022СБ, що входять до комплекту конструкторської документації електровоза. Вкладиш складається з двох частин – латунної основи і шару бабіту, залитого на внутрішню поверхню латунної основи. Основні розміри деталі "Вкладиш" зображено на рис. 2.44, розміри латунного виливка зображено на рис. 2.45. Матеріал латунного виливка латунь марки ЛЦ 14К3С3, матеріал бабітового шару – бабіт марки Б16.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

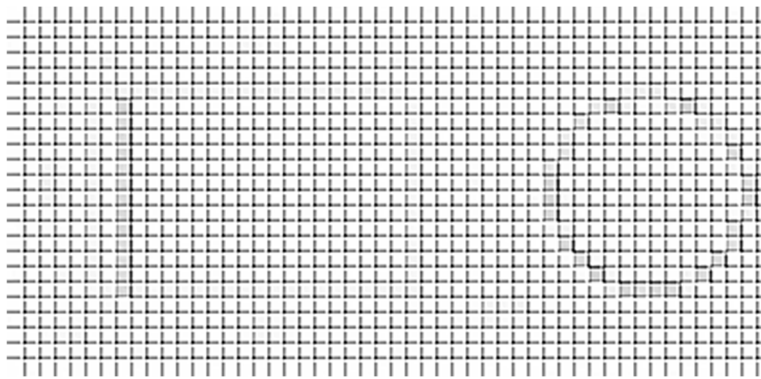


Рисунок 2.43 – Вісь

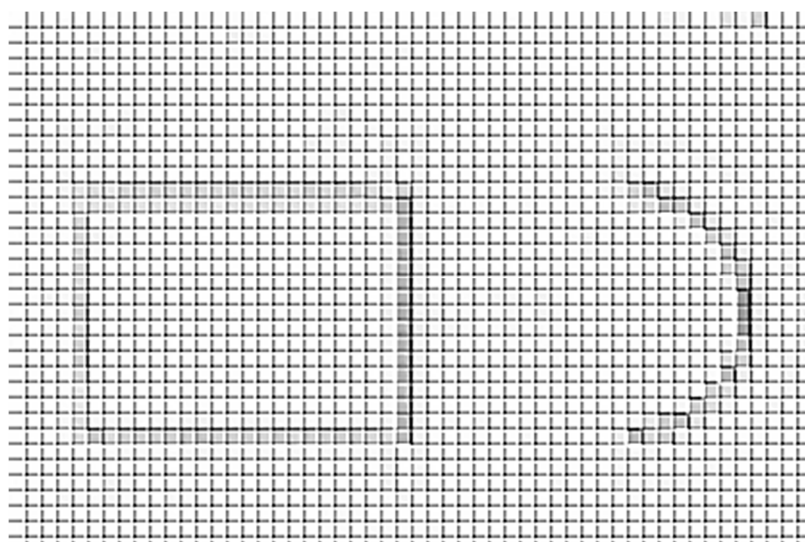


Рисунок 2.44 – Вкладиш

Геометрична форма, маса, матеріал та інші дані, необхідні для виготовлення і контролю деталі "Вкладиш з вікном" відповідають технічним вимогам креслення 8ТН.263.028 і складального креслення 5ТН.263.024СК, які входять до комплексу конструкторської документації електровоза. Вкладиш складається з двох частин – латунної основи і шару бабіту, залитого на внутрішню поверхню латунної основи. Геометричні розміри деталі "Вкладиш з вікном" ідентичні геометричним розмірам деталі "Вкладиш", за винятком розмірів наскрізного технологічного вікна. Основні розміри наскрізного технологічного вікна деталі "Вкладиш з вікном" зображено на рис. 2.46. Матеріал латунного виливка латунь марки ЛЦ 14К3С3, матеріал

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

бабітового шару – бабіт марки Б16.

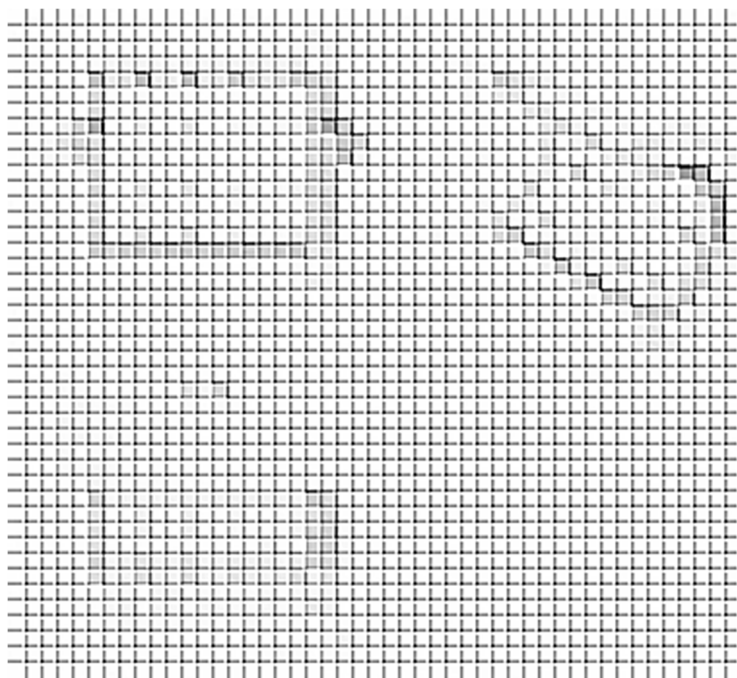


Рисунок 2.45 – Відливка латунна вкладиша

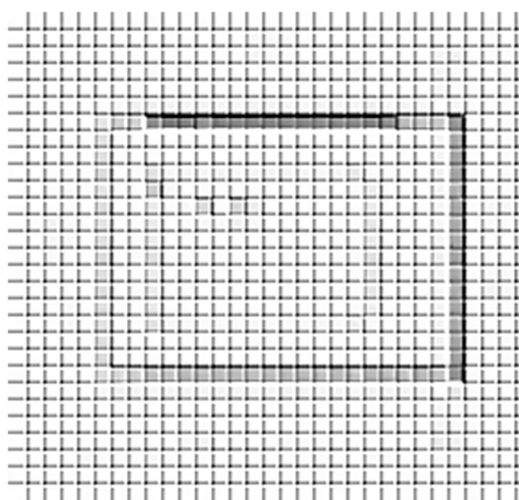


Рисунок 2.46 – Вкладиш із вікном

2.2 Діючі сили та закріплення

На тягову передачу діє насамперед навантаження, створюване тяговим моментом. Тяговий момент визначається режимом ведення поїзда (пуск, перехід з

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

однієї тягової характеристики на іншу) і швидкістю, що змінюється при зміні опору руху.

Оскільки навантаження, пов'язане з реалізацією сили тяги, є корисним, прагнуть підвищити його до значення, граничного за зчепленням, на що і має бути розрахована передача.

Специфічний режим роботи передачі виникає під час боксування, тобто зриву зчеплення, його розвитку та відновлення зчеплення. У процесі боксування можливі як аперіодичні, так і періодичні динамічні режими, зокрема і з навантаженням, що перевищує граничне за зчепленням. Такий режим, як правило, виникає під час пуску або на низьких швидкостях, коли тягова характеристика двигуна дає змогу розвивати великі моменти. За несприятливого збігу обставин цей режим може стати причиною пошкодження передачі через високі навантаження. Деякі аварійні режими в електричних колах, як, наприклад, круговий вогонь на колекторі тягового двигуна за відсутності ефективного швидкодіючого захисту для гасіння поля головних полюсів, також можуть спричинити появу великих динамічних навантажень у передачі, здатних навіть у разі однократного виникнення призвести до виходу її з ладу [3].

Перераховані режими роботи передачі пов'язані з реалізацією колісною парою функції рушія, в них двигун виступає як джерело силових збурень. У цьому разі основним збурювальним фактором є електромагнітний момент. Внаслідок того, що тягова характеристика падаюча, вплив цього фактора на загальний рівень навантаження зі зростанням швидкості зменшується. Водночас існують режими навантаження, пов'язані з виконанням колісною парою функції рухомої опори, яка вимагає відстежування в просторі деякої траєкторії, що відмінна від прямої та визначається насамперед нерівностями колії в профілі та формою поверхні катання колеса. Ці збурення є кінематичними і можуть викликати динамічні реакції незалежно від того, розвиває двигун електромагнітний момент чи ні. Динамічні процеси, викликані ними за умови сталості швидкості руху, мають переважно стаціонарний (стійкий у часі) характер, а зі зростанням швидкості, як правило, проявляються більшою мірою. Через високі частоти зміни динамічних навантажень повторюваність їх значна, і вони можуть стати головною причиною втомних руйнувань елементів передачі [4].

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Можна виокремити низку типових режимів навантаження передачі, які вона має витримувати в експлуатації та які на стадії проєктування є об'єктом розрахунків:

- вагові навантаження;
- тяговий режим. Навантаження передачі може бути прийнято статичним, максимальне значення його визначається тяговою характеристикою локомотива й умовами зчеплення коліс із рейками;
- стаціонарний динамічний режим навантаження під час руху з постійною швидкістю, насамперед із максимальною, а також за так званих резонансних швидкостей. Динамічне навантаження за цих швидкостей може бути більшим, ніж за максимальної;
- нестаціонарний динамічний режим навантаження під час боксування;
- аварійний режим, наприклад, у разі короткого замикання на колекторі тягового двигуна [5].

В останніх трьох режимах для визначення навантажень на елементи приводу потрібно застосовувати методи теорій коливань, оскільки це динамічні навантаження. Навантаження, пов'язані з реалізацією стаціонарного тягового моменту, можна визначити на підставі законів статички.

2.2.1 Ваги нїнтаження

Локомотив загалом і окремі елементи його механічної частини в процесі експлуатації піддаються впливу низки навантажень. Під час розрахунків враховуються найважливіші щодо міцності – розрахункові навантаження. До цих навантажень, зокрема, належать і вагові навантаження.

Сумарне навантаження, що діє на моторно-осьові вальниці від ваги тягового електродвигуна, з достатнім ступенем точності можна визначити за формулою:

$$\frac{1}{12} v \quad (2.1)$$

де v – вага тягового двигуна, кг;

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

- 1 – відстань від точки підвішування тягового двигуна до осі обертання якоря ТЕД, мм;
- 2 – відстань від осі обертання якоря тягового двигуна до осі обертання колісної пари, мм.

Вага тягового двигуна визначається за формулою:

$$V_{\text{д}} = V_{\text{ш}} \cdot K \cdot M, \quad (2.2)$$

де $d_v = 4360$ кг – вага тягового електродвигуна;

$\text{ш} = 58,2$ кг – вага двох шестерень;

$K = 385$ кг – вага двох кожухів зубчастої передачі;

$M = 18$ кг – вага масла колісно-моторного блоку.

Підставивши чисельні значення у формулу (2.2) отримаємо

$$V_{\text{д}} = 608,4 \text{ кг.}$$

Відстань від точки підвішування тягового двигуна до осі обертання якоря ТЕД 1 становить 608,4 мм. Відстань від осі обертання якоря тягового двигуна до осі обертання колісної пари 2 становить 523,1 мм [6].

Підставивши чисельні значення у формулу (2.1) розрахуємо сумарне навантаження, що діє на моторно-осьові вальниці від ваги тягового електродвигуна

$$\frac{1 \cdot V_{\text{д}}}{1,2} = 507 \text{ кг.}$$

Навантаження на один МОВ від ваги тягового електродвигуна визначається за формулою:

$$M_{\text{ОВ}} = \frac{V_{\text{д}}}{1,2} \cdot 10^{-3} \text{ кН.}$$

2.2.2 Режим максимальної тяги

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Розглянемо сили, що діють на елементи тягового приводу I класу, з двосторонньою передачею під час реалізації колесом максимальної сили тяги F (рис. 2.1), прийнявши такі припущення: швидкість руху є постійною; втратами на тертя у вузлах екіпажу можна нехтувати, а тому дотичну силу тяги прийняти такою, що дорівнює силі тяги та силі опору руху R ; момент тягового двигуна на валу якоря дорівнює електромагнітному.

На вал якоря діє момент M , який передається на шестерні й далі через великі зубчасті колеса на вісь колісної пари. При цьому в точці контакту зубчастих коліс z діє сила Z , яка прикладена до зуба великого зубчастого колеса і являє собою складову активної сили, спрямовану по лінії зачеплення. Сила реакції Z від сили Z прикладена до зуба шестерні (точка z , штрихові стрілки на рис. 2.1, а) [6].

Користуючись принципами теоретичної механіки, перенесемо ці сили в точки 3 і 3' (рис. 2.1, б), що розташовані на осі колісної пари, і в точки 1, 1' – на валу якоря тягового двигуна. Утворені при цьому пари від сил Z , Z врівноважуватимуть моменти від реактивних сил D , що діють на колісну пару в точках контакту коліс із рейками (дотична сила тяги) і сил опору руху, прикладених до осі колісної пари:

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

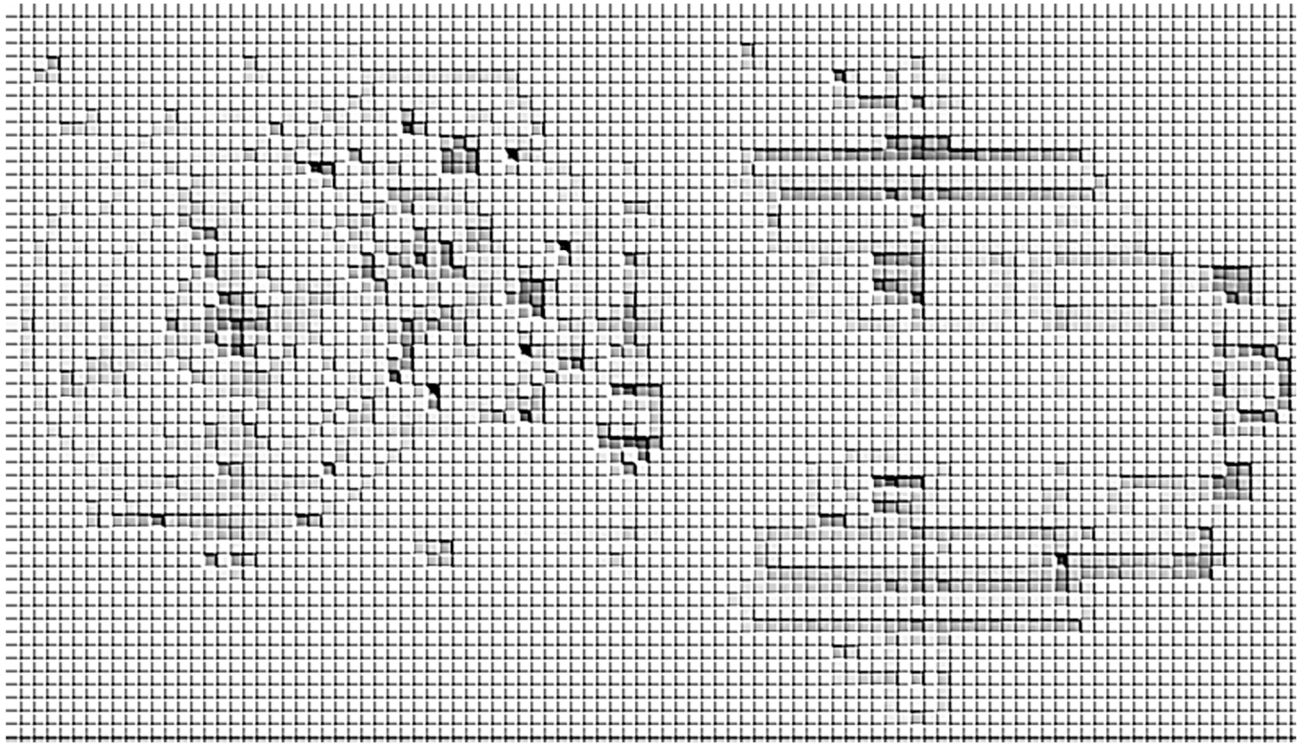


Рисунок 2.1 – Сили, що діють на елементи тягового приводу I класу під час реалізації сили тяги:

а) у вертикальній площині; б) у горизонтальній площині

$$D\sigma \cdot z z_d, \quad (2.3)$$

де σ – радіус катання колеса колісної пари, мм;

z_d – радіус ділительного кола великого зубчастого колеса, мм;

z – проекція на перпендикуляр до централі сили, що діє в контакті зубчастих коліс по лінії зачеплення, кН.

Аналогічно момент на валу тягового двигуна врівноважений парами сил на шестернях

$$D\sigma \cdot z_{ш}, \quad (2.4)$$

де $z_{ш}$ – радіус ділительного кола шестерні, мм.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Залишаються умовно неврівноваженими рівні сили Z_1 і 1 . Сили 1 прикладено до осі колісної пари, а сили Z_1 створюють відносно неї момент, прикладений до остову тягового двигуна, який намагається повернути його в просторі проти напрямку руху (рис. 2.1, а). При цьому в елементах підвішування колісно-моторного блока до рами візка виникає сила реакції 1 , прикладена до кронштейна двигуна, що на плечі d в створює реактивний врівноважувальний момент, оскільки Z_1

$$1d = Z_1 \omega, \quad (2.5)$$

де d в – база підвішування тягового двигуна, мм;

ω – централь зубчастої передачі, мм.

Крім цього на остов тягового двигуна діє електромагнітний реактивний момент e , який прагне повернути його проти годинникової стрілки. У результаті в підвісці двигуна до рами візка виникає сила реакції 2 , спрямована в протилежний бік силі 1

$$2 = \frac{e}{d} \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.6)$$

Рівнодіюча сил, прикладених до кронштейна тягового двигуна або рами візка

$$1 - 2 = Z_1 \omega - \frac{e}{d} \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.7)$$

На вкладиші моторно-осьових вальниць у точках 2 і $2'$ діють вертикально сили 1 , які визначаються за умови рівноваги корпусу двигуна під дією силових факторів Z_1 , e та 1 . Рівняння рівноваги моментів відносно точки a

$$1d = Z_1 \omega - \frac{e}{d} \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.8)$$

									0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						45

Звідки

$$1 \frac{z_1 \omega}{D_1} = \frac{z_2 \omega}{D_2} \quad (2.9)$$

У горизонтальній площині на вкладиші моторно-осьових вальниць у разі похилої централі діють складові від горизонтальних проекцій сил:

$$2 \cdot z \cdot \omega \quad (2.10)$$

Крім того, до вкладишів моторно-осьових вальниць докладено розпірні сили, викликані силами в зубчастій передачі, напрямом дії яких збігається з напрямком лінії централі. Ці сили врівноважуються реакціями моторно-осьових вальниць і вальниць вала якоря тягового двигуна:

$$z \cdot \omega \cdot \sin \alpha \quad (2.11)$$

де α – кут зачеплення передачі в торцевому перерізі косозубої передачі.

У разі застосування наведених формул для практичних розрахунків силу z у зубчастому зачепленні визначають за умови реалізації електровозом максимального коефіцієнта зчеплення σ , тоді

$$z = \frac{D \cdot \sigma}{D_1} \quad (2.12)$$

Відповідно до тягової характеристики, за умовами зчеплення коліс із рейками під час рушання поїзда з максимальним пусковим струмом тягових двигунів 1100 А, за швидкості 0 км/год, електровоз розвиває силу тяги, що дорівнює 950 кН. Отже, відповідно до прийнятих допущень, одне колесо реалізує дотичну силу тяги, що дорівнює 39,6 кН.

Радіус катання колеса колісної пари σ дорівнює 625 мм, а радіус ділильного кола великого зубчастого колеса z_d дорівнює 469 мм.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Підставивши чисельні значення у формулу (2.12), розрахуємо проекцію на перпендикуляр до централі сили, що діє в контакті зубчастих коліс по лінії зачеплення

$$z = \frac{264 \cdot 252}{1189} \text{ кН.}$$

База підвішування тягового двигуна $d_v = 1131,5$ мм, кут нахилу централі $\alpha = 30^\circ$, радіус ділильного кола шестерні $r_1 = 118,9$ мм, централь зубчастої передачі $\omega = 603,8$ мм. Сила реакції z_1 і сила z рівні. Підставивши чисельні значення у формулу (2.9), розрахуємо вертикальні сили F_1 , що діють на вкладиші моторно-осьових вальниць у точках 2 і 2'

$$F_1 = \frac{1189 \cdot 603,8 \cdot 118,9 \cdot 118,9}{1131,5} \text{ кН.}$$

Підставивши чисельні значення у формулу (3.10), розрахуємо сили F_2 , що діють на вкладиші моторно-осьових вальниць у горизонтальній площині від горизонтальних проекцій сил у разі похилої централі

$$F_2 = \frac{1189 \cdot 603,8 \cdot 118,9}{1131,5} \text{ кН.}$$

Кут зачеплення передачі в торцевому перерізі косозубої передачі становить $24^\circ 34'$. Підставивши чисельні значення у формулу (2.11), розрахуємо розпірні сили, прикладені до вкладишів моторно-осьових вальниць, спричинені силами в зубчастій передачі, напрямком дії яких збігається з напрямком лінії централі

$$F_3 = \frac{1189 \cdot 603,8 \cdot 118,9}{1131,5} \text{ кН.}$$

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

3 ПОБУДОВА 3D-МОДЕЛІ МОТОРНО-ОСЬОВОЇ ВАЛЬНИЦІ

3.1 Деталі 3D-моделі моторно-осьової вальниці

Деталі 3D-моделі моторно-осьової вальниці побудовані в середовищі системи тривимірного моделювання SolidWorks відповідно до вимог конструкторської документації електровоза 2ЕЛ5. Деталі SolidWorks складаються з тривимірної геометрії твердотільних елементів. Спочатку викреслюється ескіз, створюється основа, а потім у модель додаються численні елементи. Тривимірні моделі представляють у вигляді опису поверхонь, що обмежують деталь, або вказівкою елементів простору, зайнятих тілом деталі. Моделі поверхонь складної форми отримують за допомогою різновидів кінематичного методу, до яких відносять витягування заданого плоского контуру за нормаллю до його площини, протягування контуру вздовж довільної просторової кривої, обертання контуру навколо заданої осі, натягування поверхні між кількома заданими перерізами. Креслення або збірки можна створювати на будь-якому етапі в процесі проектування.

За встановленої графічної карти, сумісної з RealView, можна відображати фотореалістичні моделі та середовища.

Нижче перелічено та представлено деталі, що складають 3D-модель моторно-осьової вальниці.

3D-моделі деяких деталей зображена на рис. 3.1– 3.10, виконаних згідно з кресленнями, що входять до комплекту конструкторської документації електровоза 2ЕЛ5.

3.2 Складня 3D-моделі моторно-осьової вальниці

Синтез моделей збірок у SolidWorks виконують застосуванням операцій позиціювання та теоретико-множинних операцій перетину, об'єднання, віднімання до бібліотечних елементів і новостворених моделей комплектувальних деталей. На

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

рис. 3.11 зображено складання 3D-моделі моторно-осьової вальниці, створене з деталей, представлених у попередньому підрозділі.

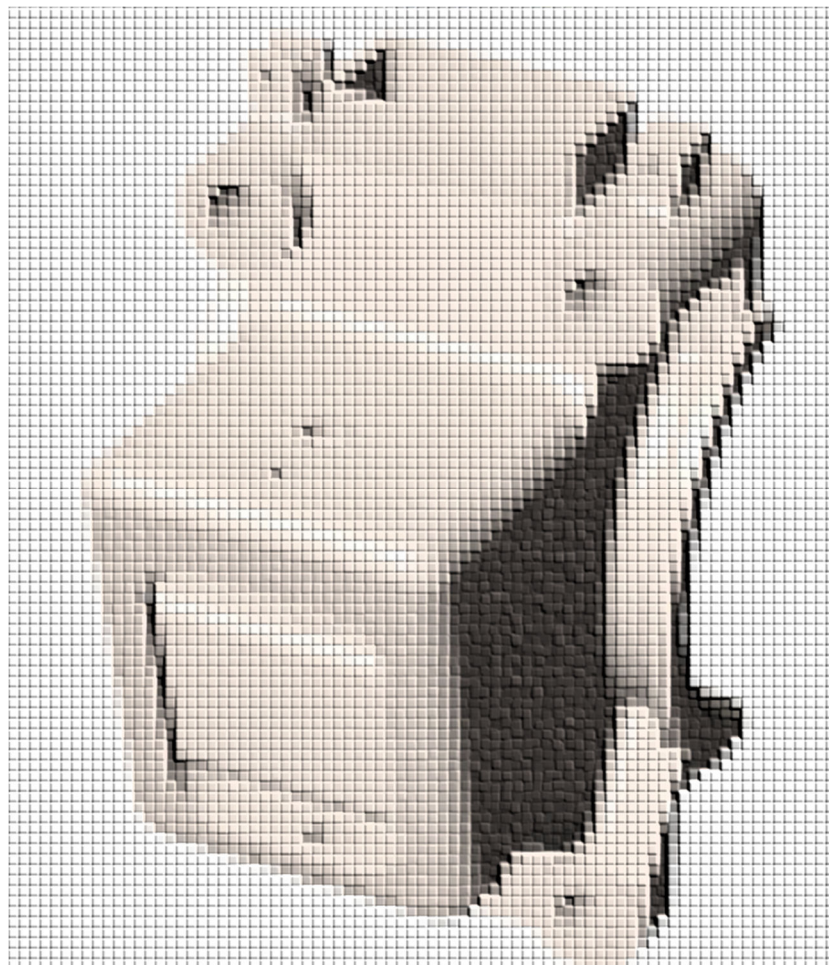


Рисунок 3.1 – Букса



Рисунок 3.2 – Болт шарнірний

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

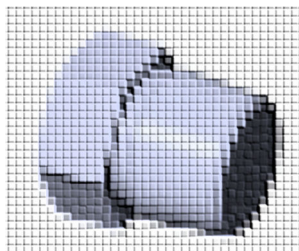


Рисунок 3.3 – Пробка

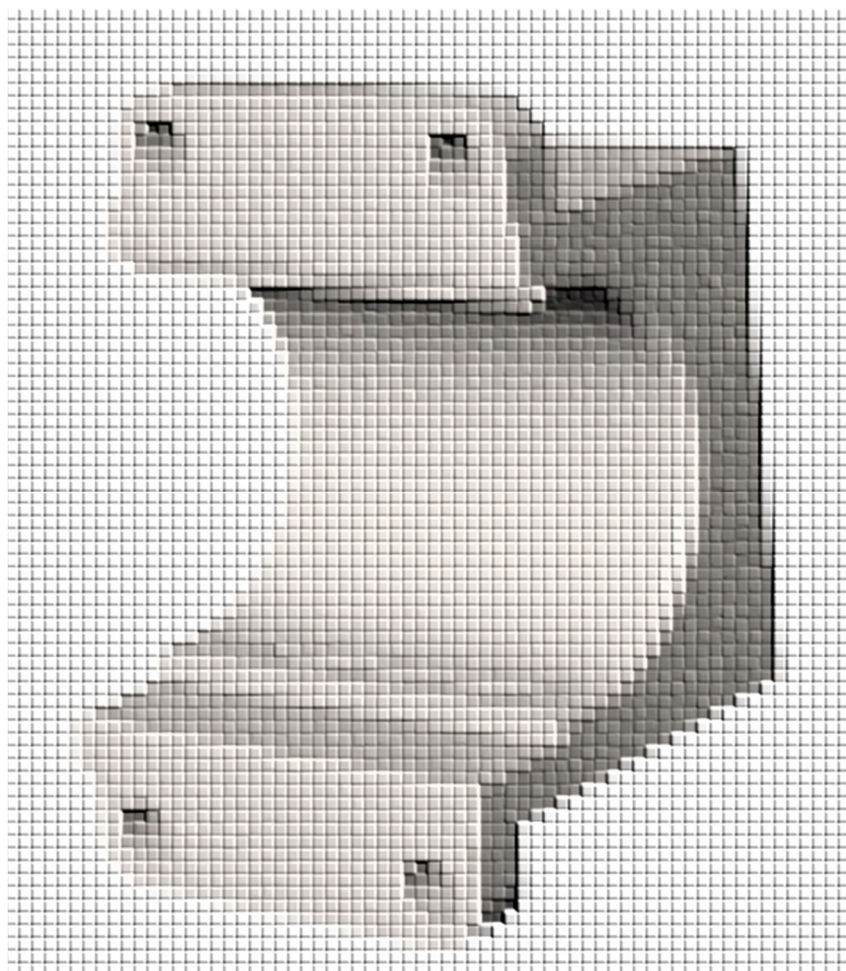


Рисунок 3.4 – Остов

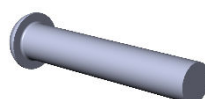


Рисунок 3.5 – Заклепка

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

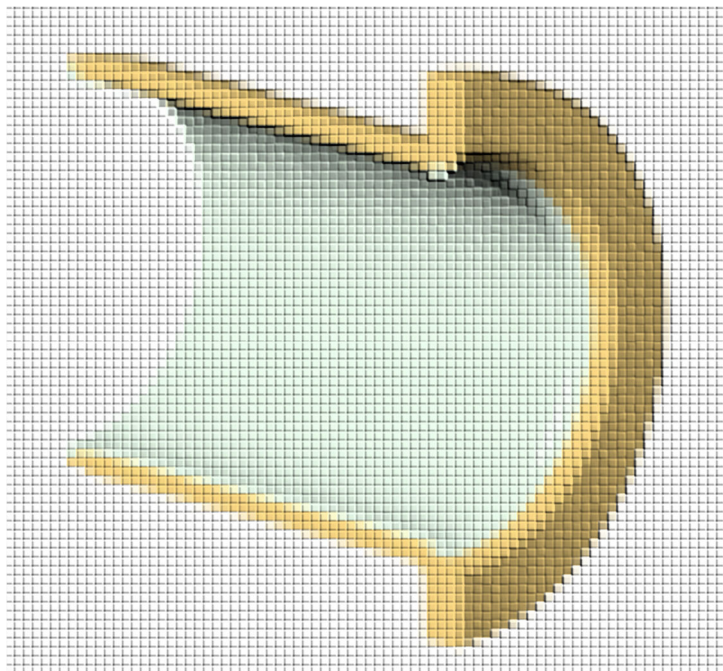


Рисунок 3.6 – Вкладиш

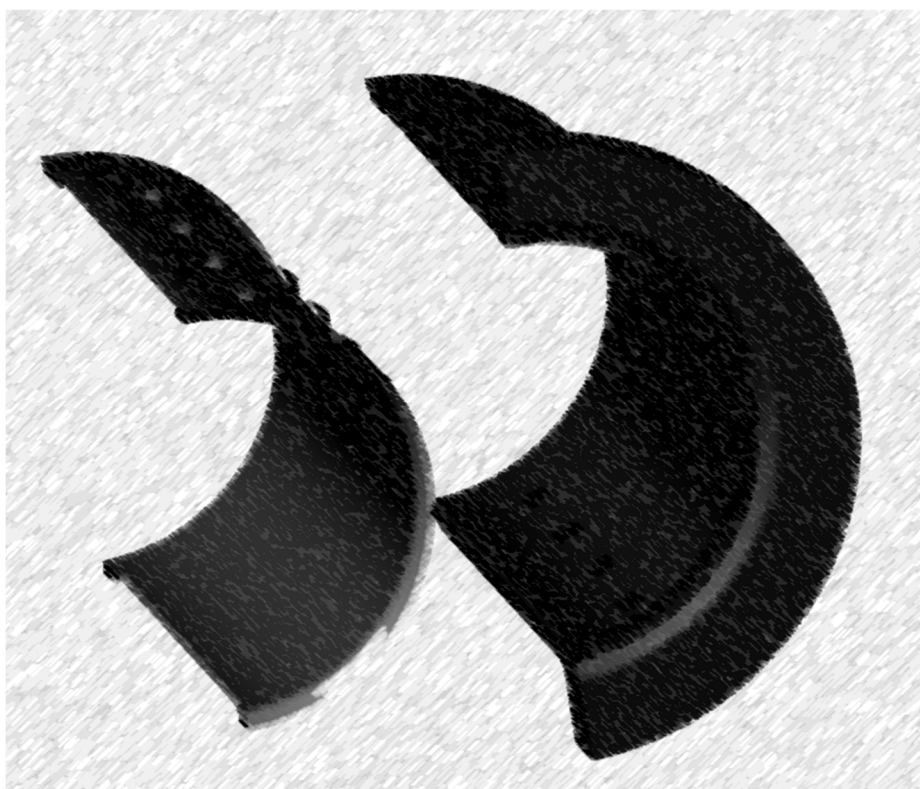


Рисунок 3.7 – Елементи вкладиша

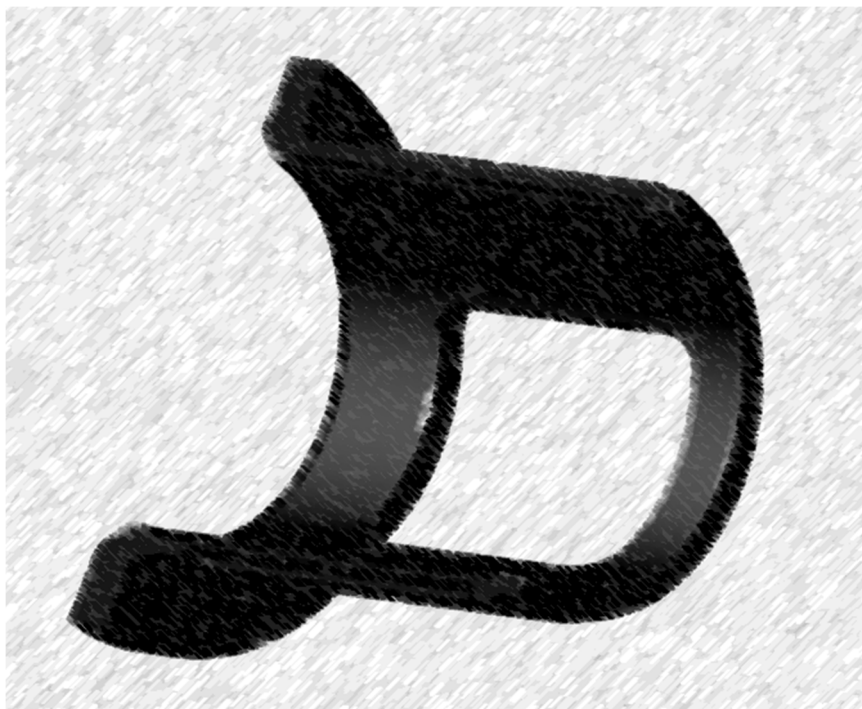


Рисунок 3.8 – Вкладиш з вікном

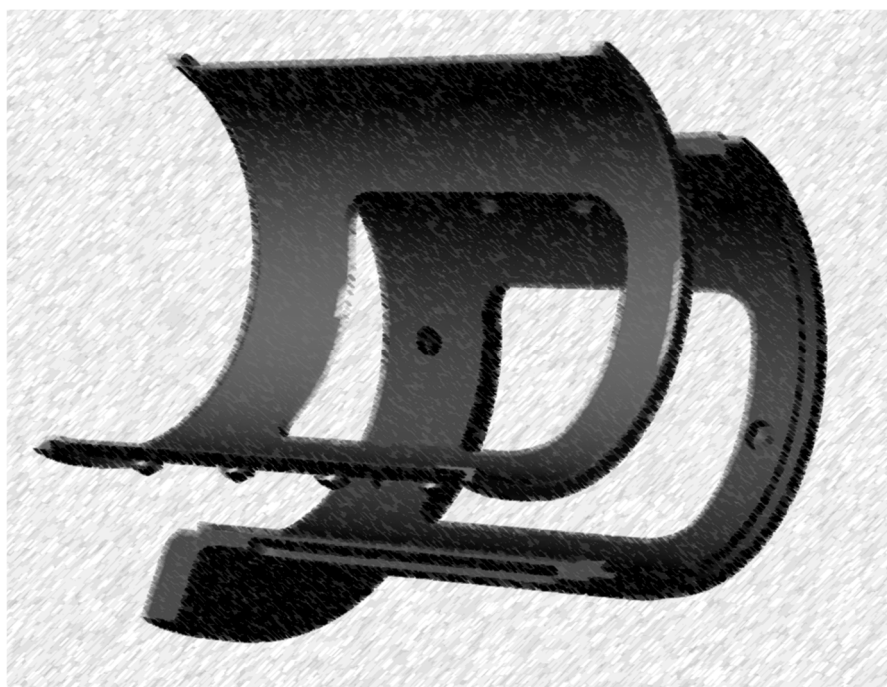


Рисунок 3.9 – Елементи вкладиша з вікном

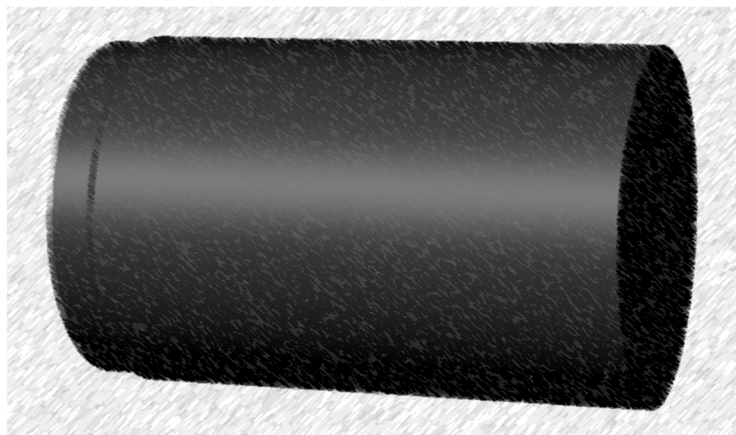


Рисунок 3.10 – Вісь

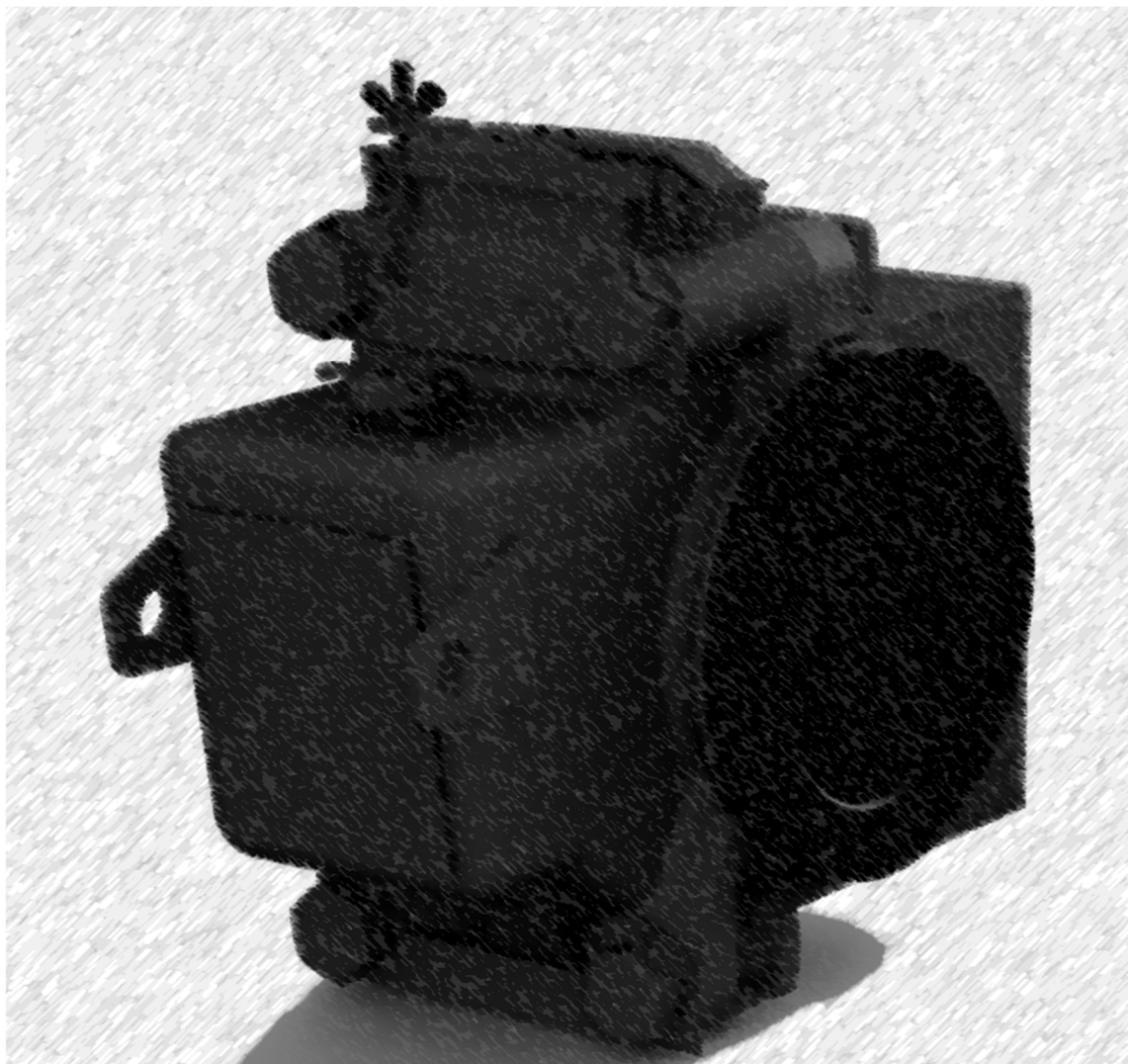


Рисунок 3.11 – Збірка 3D-моделі МОВ

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

3.3 Розрізи 3D-моделі моторно-осьової вальниці

У розрізі деталі або збірки модель відображається таким чином, немов вона розрізана за допомогою зазначених площин і граней. При цьому відображено внутрішню конструкцію моделі. На рис 3.12–3.14 наведено відповідно вертикальний, горизонтальний і похилі розрізи 3D-моделі моторно-осьової вальниці.

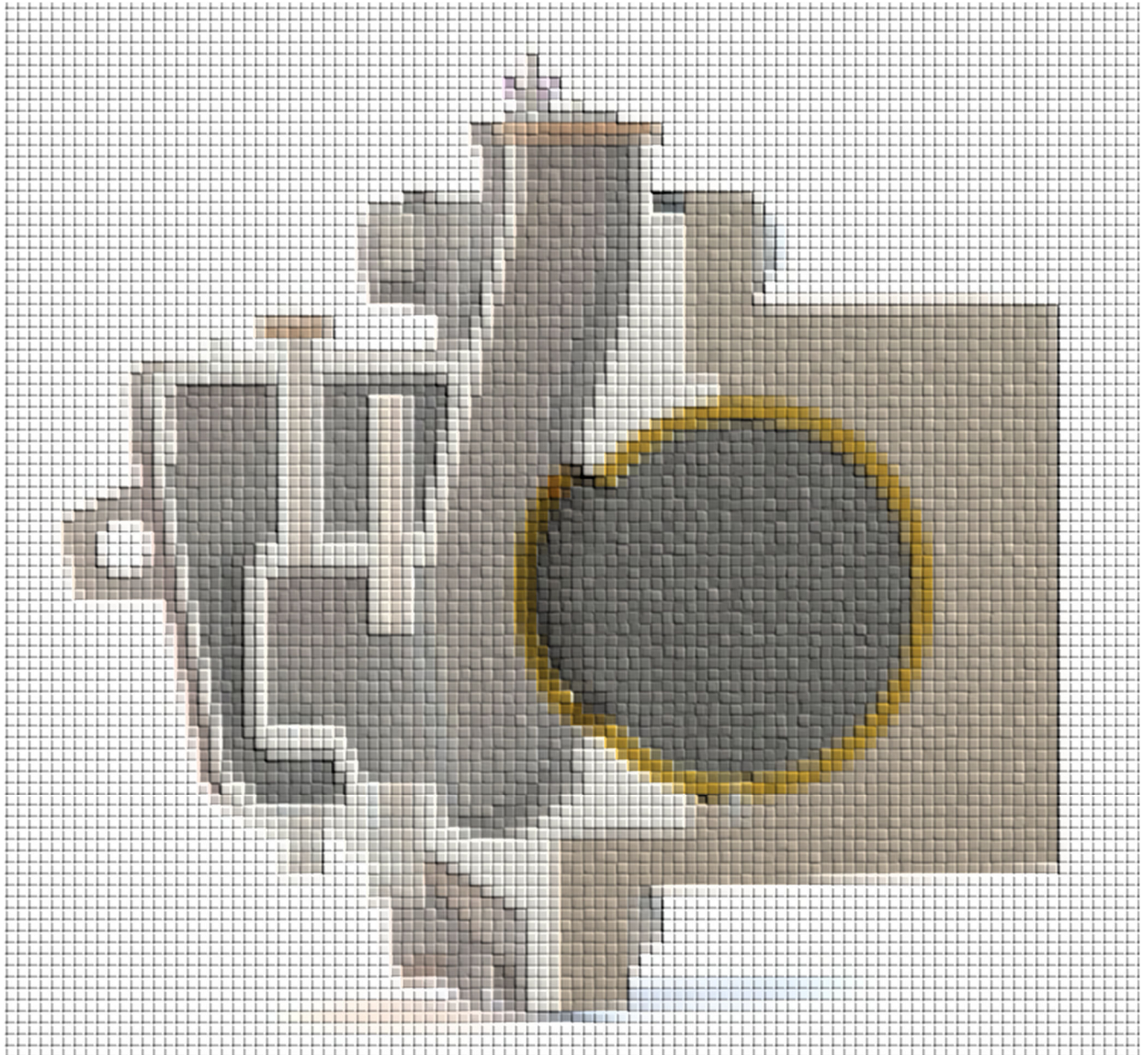


Рисунок 3.12 – Вертикальний розріз збірки 3D-моделі МОВ

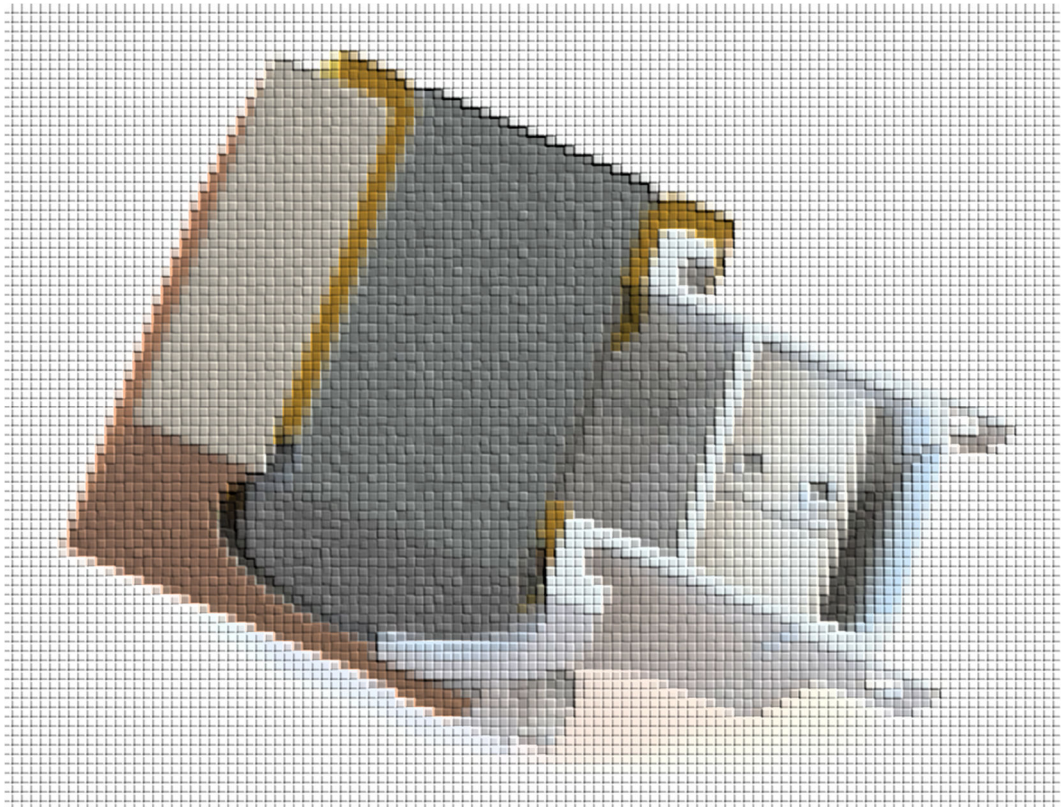


Рисунок 3.13 – Горизонтальний розріз збірки 3D-моделі МОВ

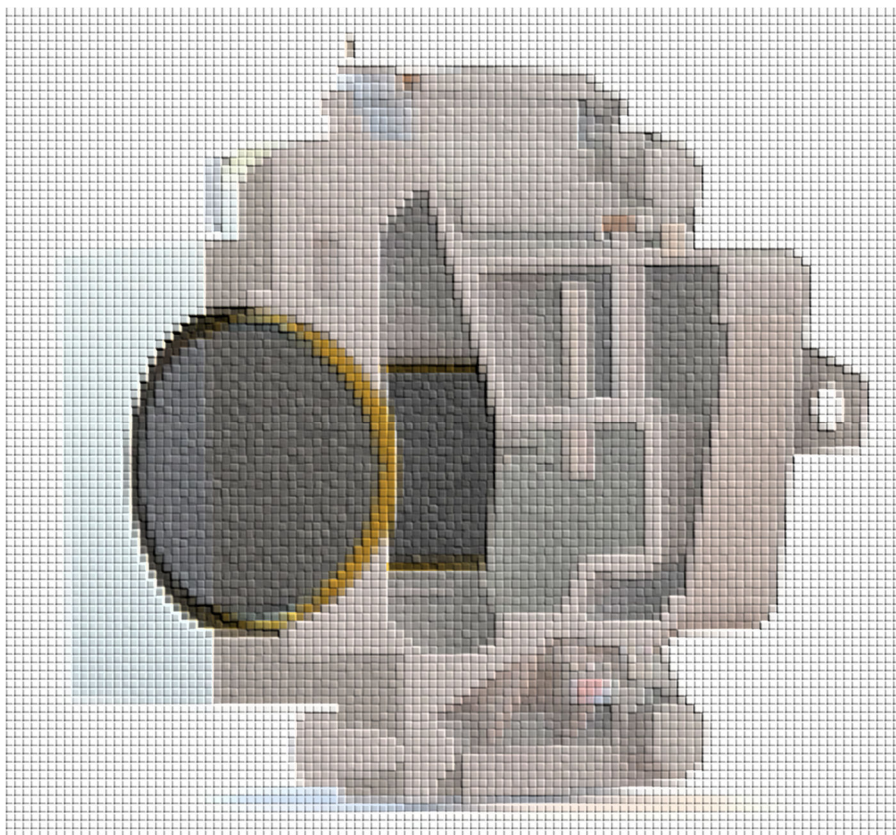


Рисунок 3.14 – Похилий розріз збірки 3D-моделі МОВ

4 АНАЛІЗ 3D-МОДЕЛІ МОТОРНО-ОСЬОВОЇ ВАЛЬНИЦІ В ПАКЕТІ SOLIDWORKS SIMULATION

Аналіз 3D-моделі МОВ виконується за допомогою програмного продукту SolidWorks Simulation. Цей пакет програм дозволяє виконувати комплексний аналіз напружено-деформованого стану конструкцій методом кінцевих елементів. Система може розраховувати збірку, деталі якої можуть бути виконані з різних матеріалів [7].

Розв'язання поставленої задачі в SolidWorks Simulation виконується у три етапи. На першому етапі виконується створення або імпорт моделей і складання, другим етапом виконується постановка умов завдання, на третьому – створення сітки кінцевих елементів і розв'язання задачі.

У цьому аналізі 3D-моделі МОВ використовується статичний вид аналізу конструкції. Для визначення умов дослідження моделі необхідно задати відповідні навантаження, обмежувальні умови контактних з'єднань і параметри сітки, від яких безпосередньо залежать результати аналізу моделі.

За допомогою програми визначаються напруження, переміщення, деформації та інші результати аналізу деталей. Знайдені значення аналізуються та порівнюються з допустимими значеннями, на підставі чого робляться висновки.

4.1 Постцлька умль зґдць

3D-модель МОВ для аналізу побудована у тривимірній збірці, зовнішній вигляд якої максимально наближений до реального вигляду моторно-осьової вальниці.

З метою зменшення часу побудови сітки кінцевих елементів та виконання розрахунку, 3D-модель МОВ спрощена. Усі деталі МОВ, які не здійснюють впливи на результати розрахунків із збірки прибрано. Після спрощення у 3D-моделі МОВ залишаються: букса МОВ; два вкладиші; частина осі колісної пари, що імітує шийку під МОВ; частина кістяка тягового електродвигуна схематично; шпонка; дві

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

прокладки.

Геометричні розміри моделей вкладишів МОВ та шпонки повністю відповідають креслярським розмірам. Модель букси МОВ через велику кількість заокруглених елементів, отворів та перегородок між камерами спрощена. Комплекти прокладок, що складаються з трьох прокладок товщиною 0,35 мм, кожна, замінені на одну прокладку відповідної товщини, що дорівнює 1,05 мм. Зі зборки прибрані болтові з'єднання між буксою моторно-осьової вальниці та деталі, що імітує частину кістяка тягового електродвигуна. Це з'єднання імітується набором кріплень SolidWorks Simulation. Дані спрощення не істотно впливає на результати розрахунків.

При постановці умов завдань задані такі характеристики досліджень:

- тепловий ефект – враховано;
- термічний параметр – враховано теплові навантаження;
- температура за нульове напруження – 25°C;
- несумісні параметри зв'язку – автоматичні;
- обчислити сили вільних тіл – враховано.

У розрахункових схемах 3D-моделі МОВ враховуються відповідні властивості матеріалів всіх елементів конструкції.

В результаті розподілу 3D-моделі на малі частини простих форм, що з'єднуються в загальних точках, званих вузлами, створюється сітка твердотільних елементів деталей 3D-моделі МОВ. Для кожної моделі складання кінцево-елементна сітка генерується ізольовано.

Для розрахунку напружень деталей моторно-осьової вальниці, виникаючих в результаті дії навантаження від ваги тягового двигуна складена схема зовнішніх навантажень і закріплення 3D-моделі, створена сітка кінцевих елементів.

В якості зовнішнього навантаження до 3D-моделі прикладена сила 12708 Н. Сила прикладена до верхньої та задньої грані деталі, що імітує частину кістяка. Напрямок сили – перпендикулярно до горизонтальної площини. Ця сила імітує вплив навантаження МОВ від ваги тягового електродвигуна.

Зображення розрахункової 3D-моделі МОВ із зовнішніми навантаженнями

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

представлено на рис. 4.1.

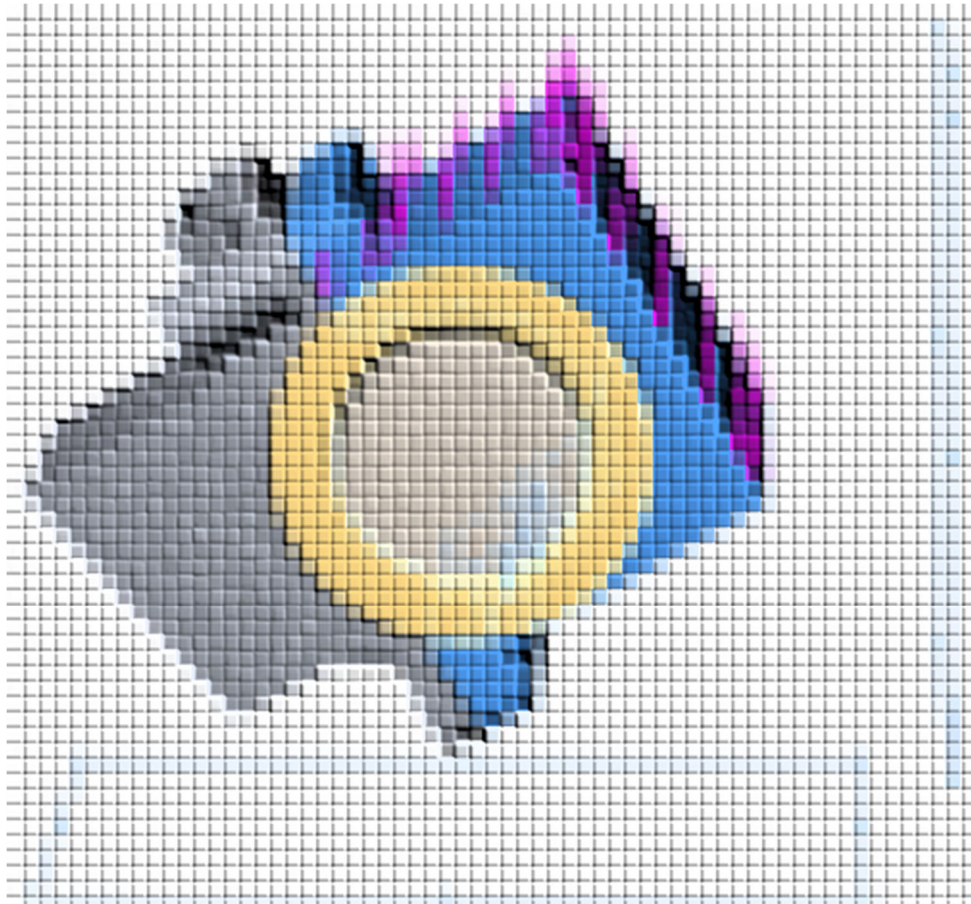


Рисунок 4.1 – Зовнішні навантаження 3D-моделі

Для визначення умов середовища дослідження 3D-моделі MOV задані наступні кріплення:

- зафіксований. Дане кріплення застосовується до торцевих граней моделі деталі осі колісної пари, що імітує шийку під MOV;
- ролик-повзун. Дане кріплення застосовується до задньої грані деталі, що імітує частина кістяка ТЕД і до гранів букси MOV, призначених для упору головок болтів, що кріплять буксу MOV до кістяка;
- зафіксований шарнір. Дане кріплення застосовується до наскрізних отворів букси MOV та частини кістяка ТЕД, призначених для болтів кріплення букси MOV до кістяка тягового двигуна.

Зображення розрахункової 3D-моделі MOV з кріпленнями представлено на

рис. 4.2.

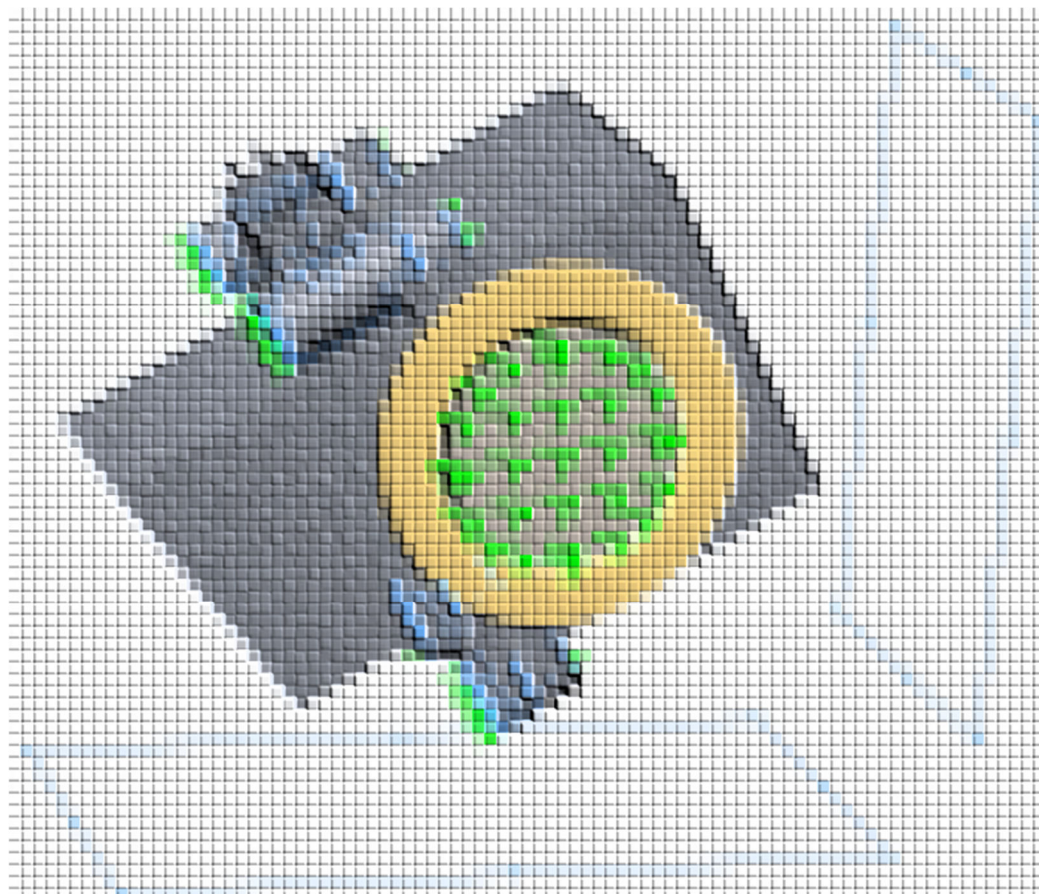


Рисунок 4.2 – Кріплення 3D-моделі

В результаті розподілу 3D-моделі на малі частини, на основі елементів геометрії тіл, створена сітка твердотілих елементів деталей 3D-моделі МОВ.

Зображення розрахункової 3D-моделі МОВ сіткою кінцевих елементів представлено на рис. 4.3.

Для розрахунку напруги деталей МОВ, виникаючих в результаті дії максимального навантаження в режимі тяги, складена схема зовнішніх навантажень і закріплення 3D-моделі, створена сітка кінцевих елементів.

До 3D-моделі МОВ прикладено п'ять сил:

– сила 23076 Н – прикладена до обох торців деталі, що імітує шийку осі колісної пари під МОВ. Напрямок дії сили – перпендикулярно до горизонтальної площини. Ця сила імітує максимальні вертикальні сили у режимі тяги;

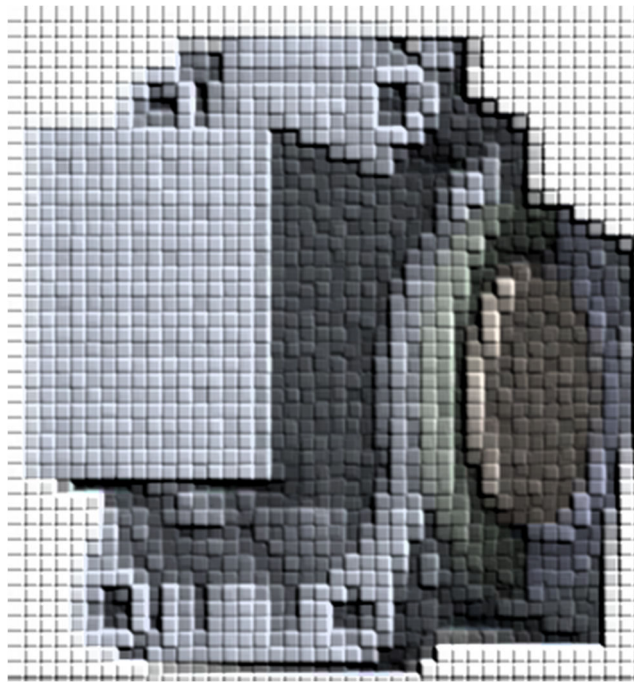


Рисунок 4.3 – Сітка кінцевих елементів 3D-моделі

– сила 26375 Н – прикладена до обох торців деталі, що імітує шийку осі колісної пари під МОВ. Напрямок дії сили – перпендикулярно до вертикальної площини, у напрямку протилежному силі тяги. Ця сила імітує складові від горизонтальних проєкцій максимальної сили у режимі тяги;

– сила 6028 Н – прикладена до торця деталі, що імітує шийку осі колісної пари під МОВ, з боку колісного центру. Напрямок дії сили збігається з напрямком лінії централі колісно-моторного блоку, від зубчастого колеса, тобто від деталі, що імітує шийку осі колісної пари під МОВ, до шестерні тягового електродвигуна. Ця сила імітує розпірні сили до вкладишів МОВ, викликані силами в зубчастій передачі, напрям дії яких збігається з напрямом лінії централі;

– сила 6028 Н – прикладена до торця деталі, що імітує шийку осі колісної пари під МОВ, з боку, протилежної до колісного центру. Напрямок дії сили збігається з напрямом лінії централі колісно-моторного блоку, від шестерні тягового електродвигуна до зубчастого колеса, тобто до деталі, що імітує шийку осі колісної пари під МОВ. Ця сила імітує розпірні сили до вкладишів МОВ,

										0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							60

викликані силами в зубчатій передачі, напрямок дії яких збігається з напрямком лінії централі;

– сила 12708 Н – прикладена до верхньої та задньої грані деталі, що імітує частина кістяка тягового електродвигуна. Напрямок дії сили – перпендикулярно до горизонтальної площини. Ця сила імітує вплив навантаження МОВ від ваги тягового електродвигуна.

Зображення розрахункової 3D-моделі МОВ із зовнішніми навантаженнями представлено на рис. 4.4.

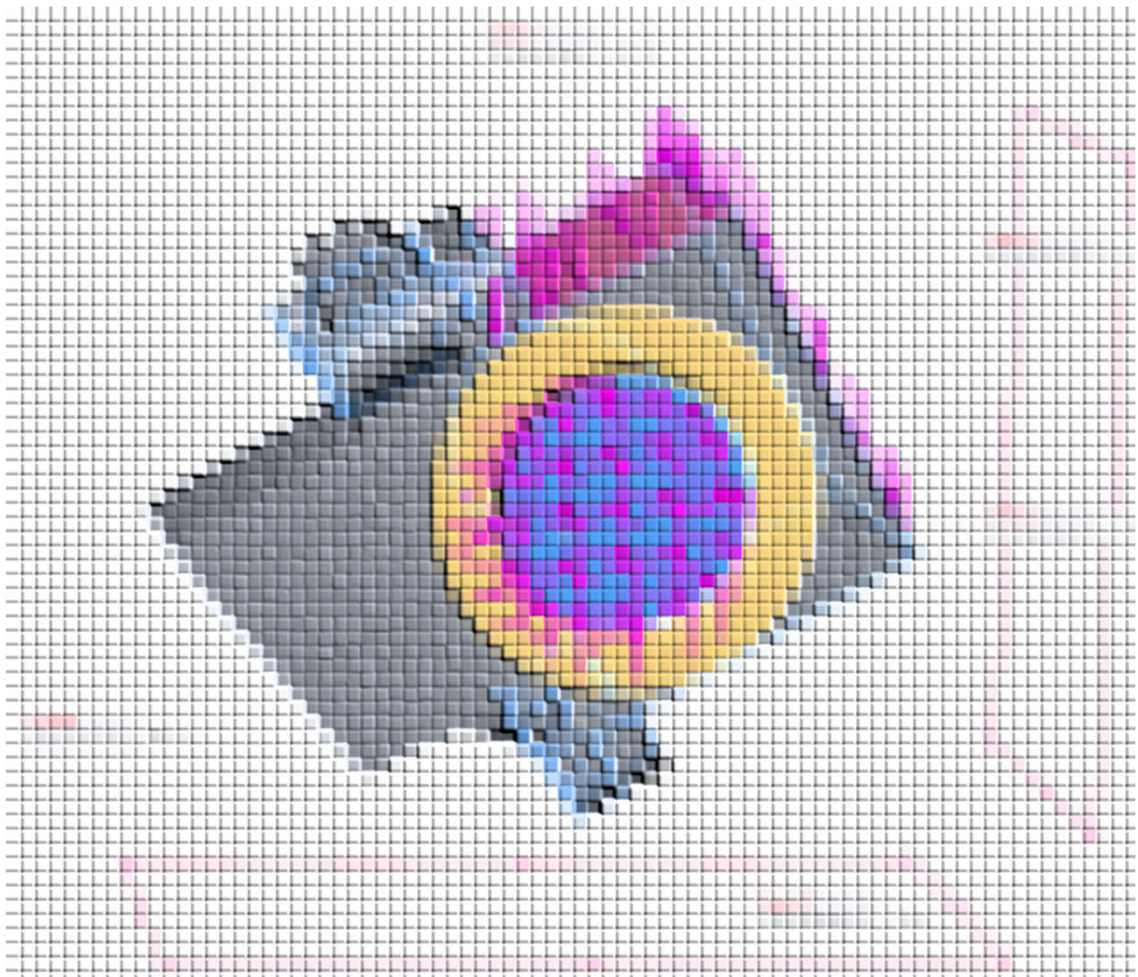


Рисунок 4.4 – Зовнішні навантаження 3D-моделі

Зображення розрахункової 3D-моделі МОВ з кріпленнями наведено на рис. 4.5.

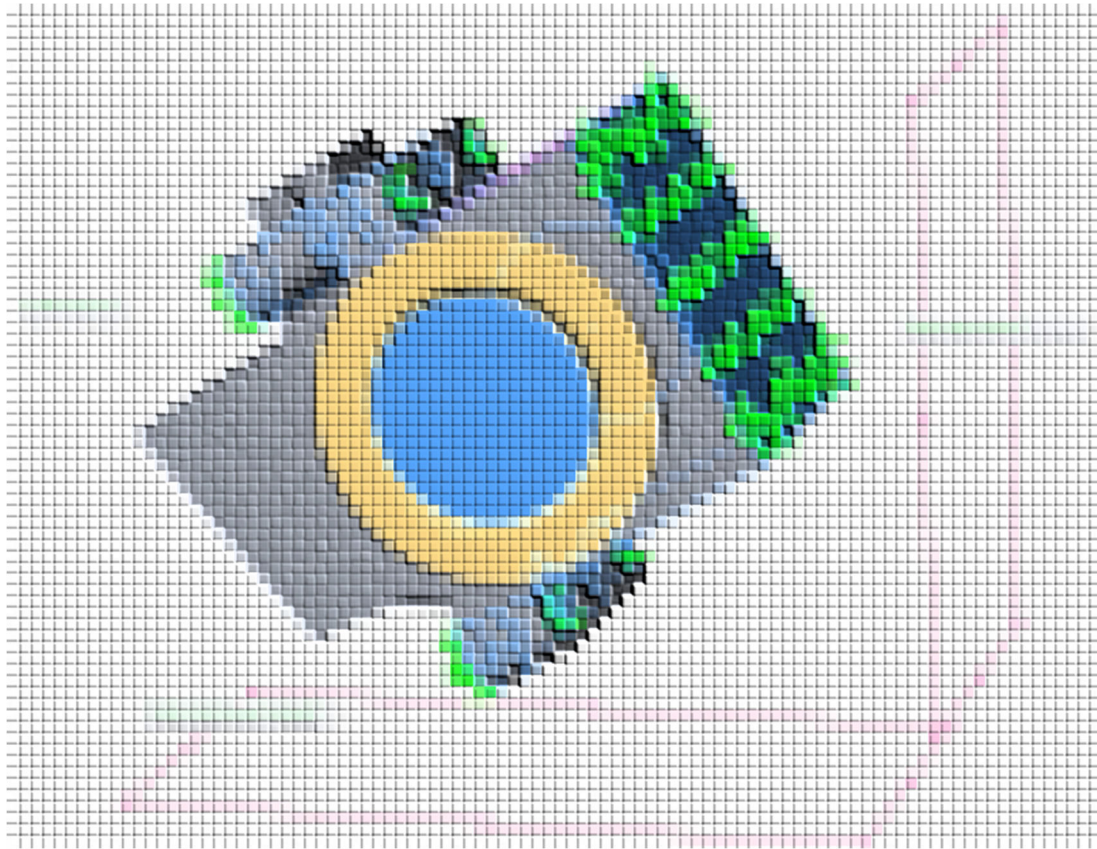


Рисунок 4.5 – Кріплення 3D-моделі

4.2 Аанліз отримцих результатів

Розрахунок на міцність елементів конструкцій локомотива полягає в оцінці міцності обчислюваного елемента за спеціальними критеріями шляхом зіставлення діючих напружень з відповідними характеристиками міцності матеріалу, з якого виготовлений даний елемент [4].

Під характеристикою міцності деталі розуміють межу плинності σ матеріалу з якого виготовлено деталь.

Дослідження напруженого стану якогось елемента або вузла конструкції зводиться до знаходження напружень у кожній його точці від дії розрахункових зусиль. Залежно від виду навантаження, прикладеного тілу, у його перерізах можуть виникати ті чи інші поєднання компонентів внутрішніх сил. Сукупність всіх напружень, що діє по всіляких перерізах, що проходять через дану точку,

називають напруженим станом у цій точці.

Міцність деталей рухомого складу оцінюють, порівнюючи розрахункові або експериментально отримані напруження σ з характеристиками міцності, тобто з межею плинності $\sigma_{\text{п}}$ матеріалу деталі:

$$\sigma \leq \sigma_{\text{п}}, \quad (4.1)$$

де σ – коефіцієнт запасу міцності.

Коефіцієнт запасу міцності σ є відношенням розрахункових напружень σ в точці елемента до межі плинності матеріалу $\sigma_{\text{п}}$, з якого виготовлений цей елемент:

$$\sigma = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{п}}}, \quad (4.2)$$

Праву частину формули (4.1) називають напруженням, що допускається

$$\sigma_{\text{доп}} = \sigma_{\text{п}}, \quad (4.3)$$

де $\sigma_{\text{доп}}$ – допустимі напруження, МПа.

При аналізі отриманих результатів у програмі SolidWorks Simulation досліджується максимальні напруження у вузлах кінцево-елементної сітки за критерієм Мізеса. Цей критерій ґрунтується на теорії Mises-Hencky, також відомої як теорія енергії формозміни. Теорія стверджує, що пластичний матеріал починає пошкоджуватися в місцях, де напруження за Мізесом стає рівним граничному напруженню. Межа плинності використовується як граничне напруження.

В результаті виконаного лінійного статичного аналізу 3D-моделі МОВ виявлено мінімальні та максимальні вузлові напруження по Мізесу в деталях МОВ, що виникають в результаті впливу навантаження від ваги тягового електродвигуна.

Попередньо встановлено, що максимальне напруження в 3D-моделі МОВ становить 6,89 МПа, мінімальне – 0 МПа. Точки максимального та мінімального вузлового напруження 3D-моделі МОВ, а також відповідна цим точкам еюра

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

напружень за Мізесом зображені на рис. 4.6.

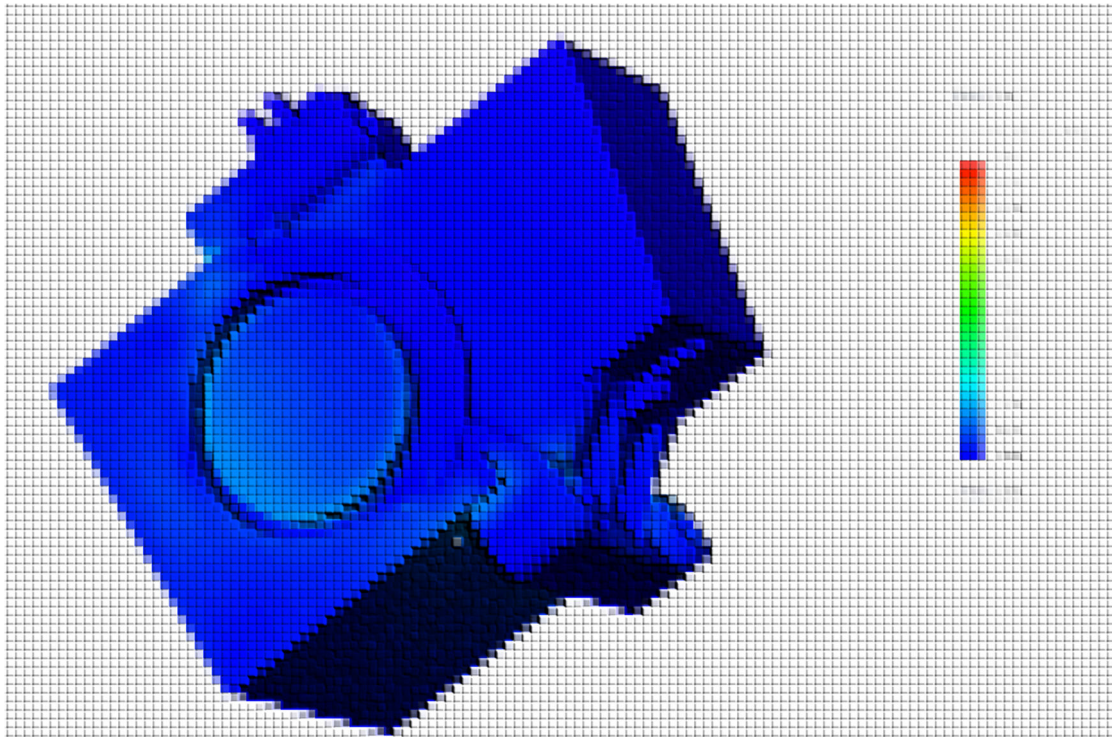


Рисунок 4.6 – Вузлові напруження 3D-моделі МОВ

У процесі детального аналізу складання 3D-моделі МОВ, отримані значення максимальних вузлових напружень . всіх деталей МОВ зіставлені з характеристиками міцності, тобто з межею плинності σ матеріалу відповідної деталі. В результаті розрахунків отримано коефіцієнти запасу міцності . всіх досліджуваних деталей 3D-моделі моторно-осьової вальниці.

Інформація про результати аналізу максимальних вузлових напружень ., межах плинності матеріалів σ , коефіцієнтів запасу міцності . всіх деталей 3D-моделі МОВ наведено у таблиці 4.1. Елементи конструкції МОВ розташовані у порядку збільшення коефіцієнта запасу міцності ..

Таблиця 4.1 – Результати дослідження при звичайному навантаженні

Деталь	Максимальне вузлове напруження	Межа плинності σ , МПа	Коефіцієнт запасу міцності,
--------	--------------------------------	-------------------------------	-----------------------------

	σ, МПа	τ, МПа	ε, %
Бабітний шар вкладиша з вікном	2,66	56	32
Остів	6,59	252	42
Бабітний шар вкладиша без вікна	2,32	56	65
Букса МОВ	3,22	252	55
Латунний корпус вкладиша без вікна	2,56	240	229
Шпонка	2,69	355	232
Ось	2,95	320	259
Латунний корпус вкладиша із вікном	2,50	240	260
Прокладка нижня	2,26	350	302
Прокладка верхня	0,52	350	432

Аналізуючи отримані дані результатів статичного дослідження в пакеті SolidWorks Simulation навантаження 3D-моделі МОВ, що виникає в результаті ваги тягового електродвигуна, встановлено, що всі деталі моторно-осьової вальниці мають необхідний коефіцієнт запасу міцності – не менше встановленого в межах... , найбільший коефіцієнт запасу міцності має деталь, що імітує пакет нижніх прокладок між буксою МОВ і остовом тягового електродвигуна, найменший коефіцієнт запасу міцності має деталь, що імітує бабітовий шар вкладиша з вікном, при цьому бабітовий шар даного вкладиша не відчуває найбільшого напруження у зрізці.

Епюра розподіл запасу міцності деталі, що імітує бабітовий шар вкладиша з вікном, зображено рис. 4.7.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

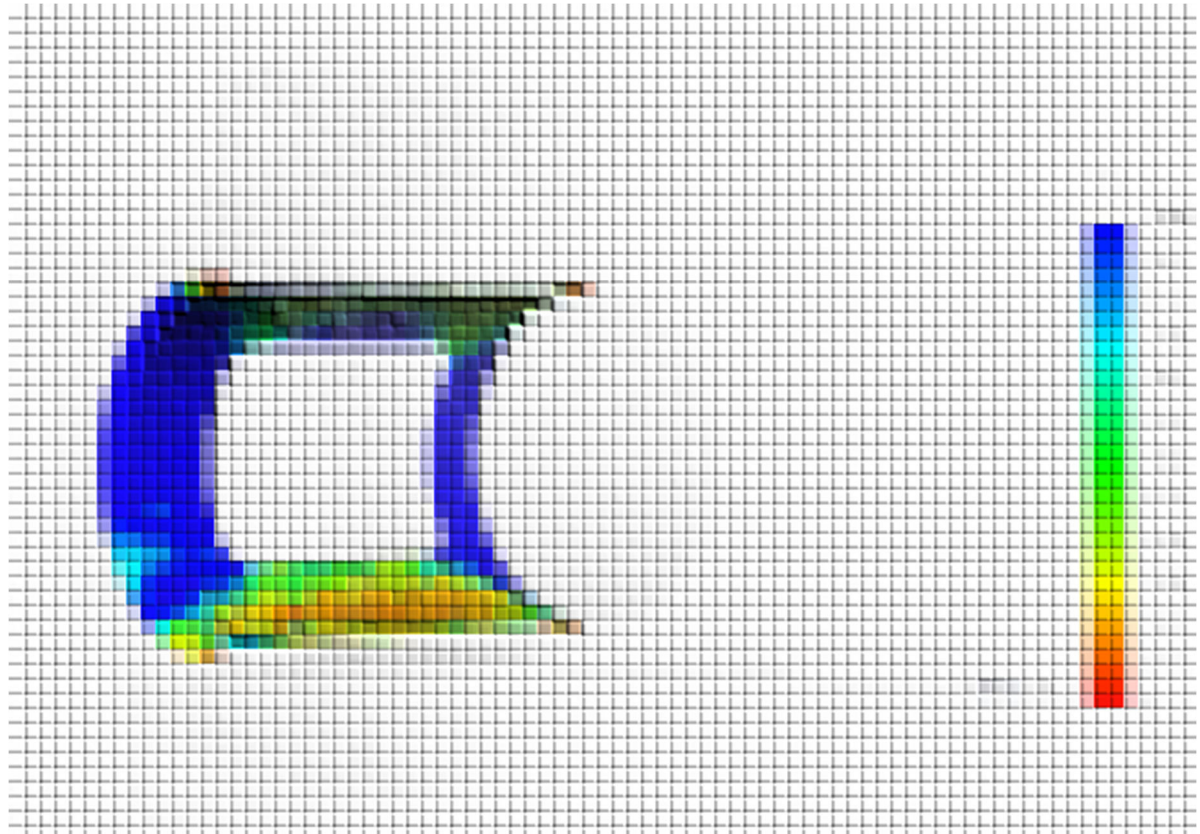


Рисунок 4.7 – Розподіл запасу міцності бабітового шару вкладиша із вікном

Також в результаті виконаного лінійного статичного аналізу 3D-моделі МОВ виявлено мінімальні та максимальні вузлові напруження по Мізесу в деталях МОВ, що виникають в результаті впливу максимального навантаження в режимі тяги.

Попередньо встановлено, що максимальне напруження в 3D-моделі МОВ становить 39,15 МПа, мінімальне – 0 МПа.

У процесі детального аналізу складання 3D-моделі МОВ, отримані значення максимальних вузлових напружень всіх деталей МОВ зіставлені з характеристиками міцності, тобто з межею плинності $\sigma_{0.2}$ матеріалу відповідної деталі. В результаті даних розрахунків отримано коефіцієнти запасу міцності всіх досліджуваних деталей 3D-моделі МОВ, значення яких наведено в табл. 4.2.

Аналізуючи отримані результати встановлено що всі деталі МОВ мають необхідний коефіцієнт запасу міцності – не менше встановленого в межах $K_{\text{зп}}$, найбільший коефіцієнт запасу міцності має деталь, що імітує пакет нижніх прокладок між буксою МОВ і остовом тягового електродвигуна, найменший

коефіцієнт запасу міцності має деталь, що імітує бабітовий шар вкладиша з вікном (коефіцієнт запасу міцності дорівнює двом, причому бабітовий шар даного вкладиша відчуває найбільше напруження у збірці).

Таблиця 4.2 – Результати досліджень при максимальному навантаженні в режимі тяги

Деталь	Максимальне вузлове напруження, МПа	Межа плинності σ_p , МПа	Коефіцієнт запасу міцності, n
Бабітний шар вкладиша з вікном	89,11	86	2
Бабітний шар вкладиша без вікна	16,88	86	1
Ось	11,02	810	28
Латунний корпус вкладиша без вікна	1,81	240	41
Латунний корпус вкладиша із вікном	4,81	240	10
Остів	4,28	282	67
Букса МОВ	1,91	282	148
Шпонка	1,98	811	179
Прокладка верхня	1,81	810	219
Прокладка нижня	0,61	810	174

Також виконано дослідження навантаження у протилежному максимальному режимі тяги. Попередньо встановлено, що максимальне напруження у 3D-моделі МОВ становить 26,07 МПа, мінімальне – 0 МПа, результати наведено в табл. 4.3.

Аналізуючи отримані дані результатів статичного дослідження в пакеті SolidWorks Simulation навантаження 3D-моделі МОВ, що виникає внаслідок впливу протилежного максимальному режиму тяги, встановлено, що всі деталі МОВ мають необхідний коефіцієнт запасу міцності (не менш ...), найбільший коефіцієнт запасу міцності має деталь, що імітує пакет нижніх прокладок між буксою МОВ і остовом тягового електродвигуна, найменший коефіцієнт запасу міцності має деталь, що імітує бабітовий шар вкладиша з вікном (коефіцієнт запасу

міцності дорівнює трьом, причому баббітовий шар даного вкладиша відчуває найбільше напруження у збірці).

Таблиця 4.3 – Результати досліджень при максимальному навантаженні у режимі тяги та протилежному напрямі

Деталь	Максимальне вузлове напруження, МПа	Межа плинності σ_p , МПа	Коефіцієнт запасу міцності, n
Бабітний шар вкладиша з вікном	61,07	81	3
Бабітний шар вкладиша без вікна	11,41	81	8
Ось	8,15	310	38
Латунний корпус вкладиша без вікна	1,14	640	39
Латунний корпус вкладиша із вікном	1,80	686	41
Остів	5,50	640	44
Букса МОВ	4,47	686	13
Шпонка	3,35	355	101
Прокладка верхня	6,90	350	161
Прокладка нижня	6,17	350	131

За отриманими результатами проведених трьох досліджень спрощеної моделі моторно-осьової вальниці електровоза 2ЕЛ5 можна зробити такі висновки:

– найменший коефіцієнт запасу міцності у всіх трьох дослідженнях має бабітовий шар вкладиша з вікном (при навантаженні від ваги тягового електродвигуна коефіцієнт запасу міцності бабітового шару дорівнює, при навантаженні в максимальному режимі тяги дорівнює, в максимальном режимі тяги у зворотному напрямку дорівнює);

– максимальні еквівалентні напруження по VonMises у всіх трьох дослідженнях виникають у наступних деталях МОВ:

– при навантаженні МОВ від ваги тягового електродвигуна, деталі, імітуючій частину кістяка тягового електродвигуна, виникає напруження

- МПа, при цьому межа плинності матеріалу даної деталі дорівнює МПа;
- при навантаженні МОВ у максимальному режимі тяги, в деталі, імітуючій бабітовий шар вкладиша з вікном, виникає напруження МПа, при цьому межа плинності матеріалу даної деталі дорівнює МПа;
- при навантаженні МОВ у максимальному режимі тяги в протилежному напрямку, деталі, що імітує бабітовий шар вкладиша з вікном, виникає напруження 26,07 МПа, при цьому межа плинності матеріалу даної деталі дорівнює МПа.

Таким чином, результати досліджень навантаження МОВ електровоза в середовищі SolidWorks Simulation показали, що найменший коефіцієнт запасу міцності у всіх трьох дослідженнях та максимальне еквівалентне напруження за VonMises у двох дослідженнях має деталь, що імітує бабітовий шар вкладиша. При цьому коефіцієнт запасу міцності даного елемента і всіх інших деталей моторно-осьової вальниці більший або дорівнює – прийнятого коефіцієнта запасу міцності по відношенню до межі плинності. Отже, МОВ електровоза 2ЕЛ5 має необхідний запас міцності, що не порушує умов експлуатації і є працездатною конструкцією, елементи якої мають розміри, за яких вона не зруйнується під дією ваги тягового електродвигуна та максимального режиму тяги в обох напрямках за швидкості рівною 0 (момент зрушення з місця).

В ході аналізу конструкції моторно-осьової вальниці електровоза 2ЕЛ5, встановлено, що букса МОВ має дві сполучені камери Б і В, призначені для заправки маслом. Дані камери призначені тільки для цієї мети та силового навантаження дані камери не відчують. При цьому товщина зовнішніх стін обох камер становить 10 мм. Результати проведених досліджень показали, що максимальне еквівалентне напруження деталі, що імітує буксу МОВ становить МПа, при цьому межа плинності сталі Л25, з якої виготовлена букса, становить МПа. Тому з метою зменшення ваги МОВ, економії матеріалу та інших витрат пропонується зменшити товщину зовнішніх стінок камер.

Модернізована конструкція спрощеної 3D-моделі букси МОВ, з товщиною зовнішніх стінок камер Б і В, що, зображена на рис. 4.8.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

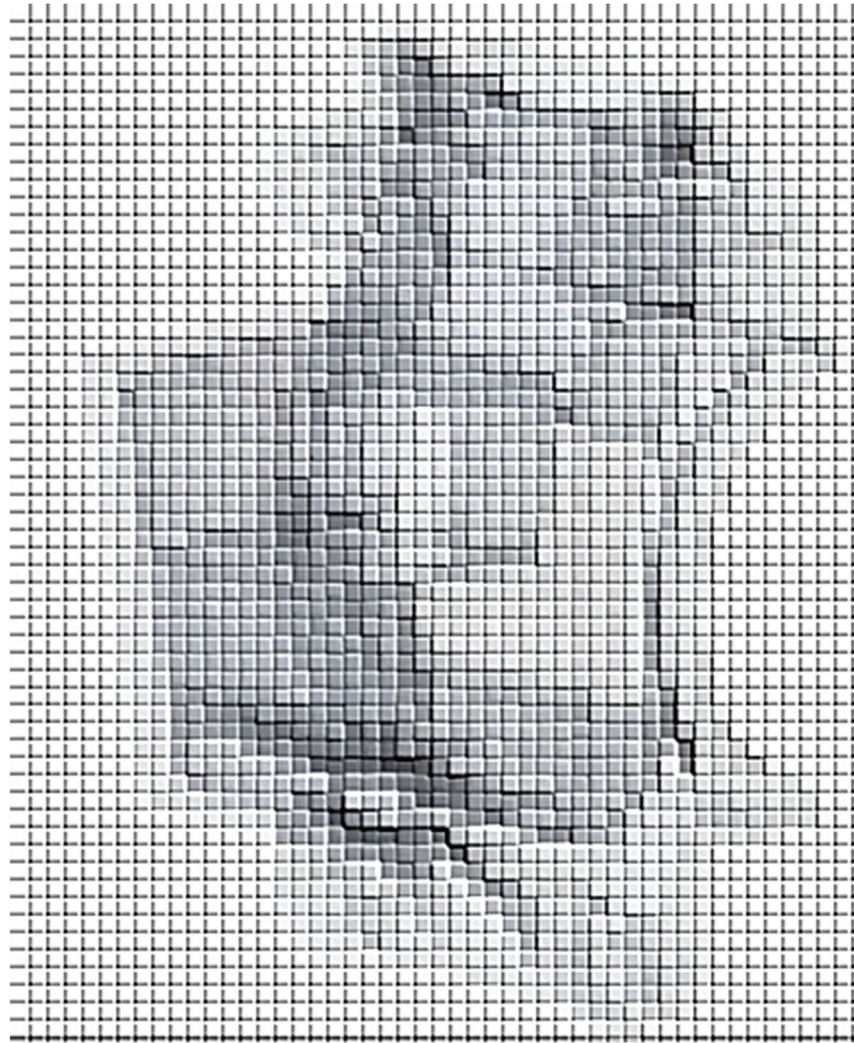


Рисунок 4.8 – Модернізована конструкція букси МОВ

Результати розрахунку удосконаленої конструкції спрощеної 3D-моделі букси МОВ виконаний у середовищі SolidWorks Simulation в умовах, аналогічних попереднім трьом дослідженням наведені у таблиці 4.4.

Епюра еквівалентних напружень з VonMises При максимальному навантаженні в режимі тяги та протилежному напрямі наведена на рис. 4.9.

Таблиця 4.4 – Результати дослідження модернізованої моделі букси

Дослідження	Максимальне вузлове напруження , МПа	Межа плинності п, МПа	Коефіцієнт запасу міцності,
-------------	---	-----------------------------	-----------------------------------

При звичайному навантаженні			
При максимальному навантаженні в режимі тяги			
При максимальному навантаженні в режимі тяги та протилежному напрямі			

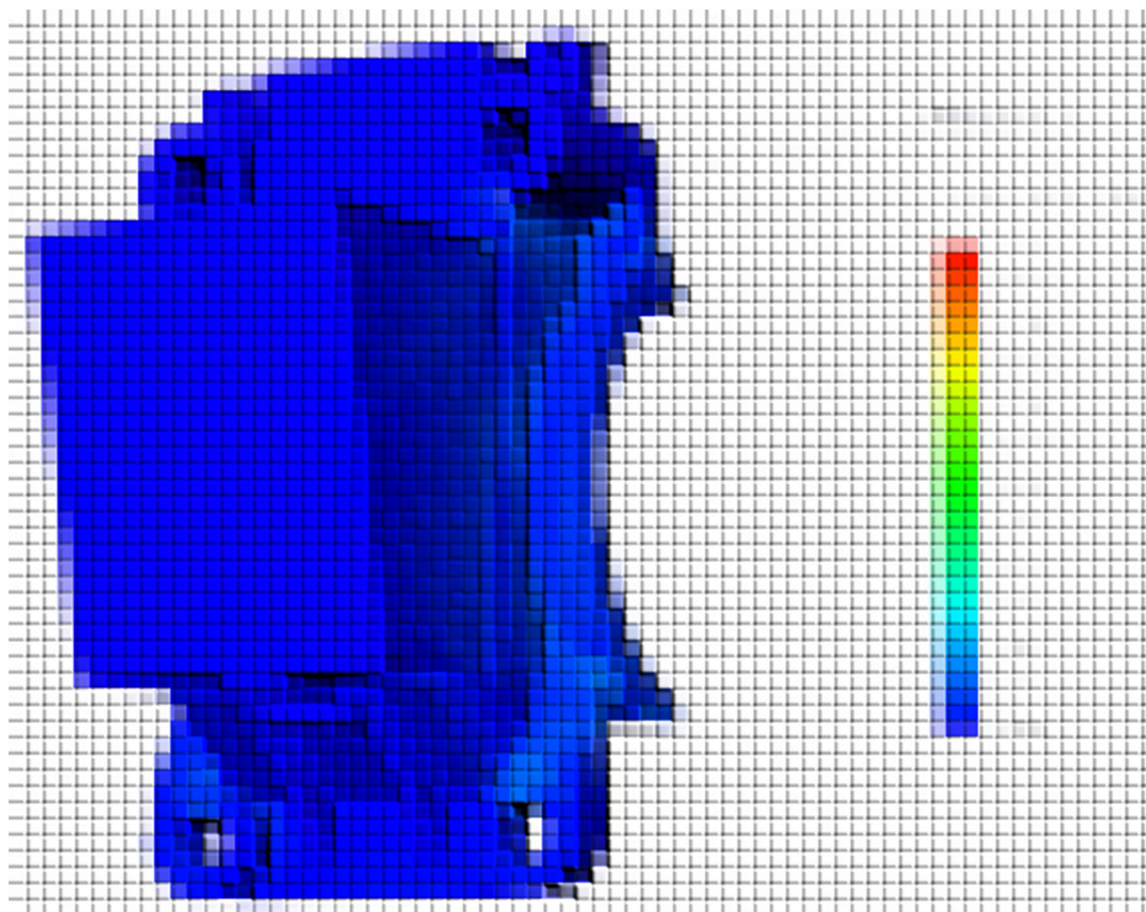


Рисунок 4.9 – Епюра максимальних еквівалентних напружень за VonMises модернізованої букси МОВ

З таблиці 4.4 видно, що максимальні вузлові напруження не перевищують межі плинності матеріалу, коефіцієнт запасу міцності не менше 2. Всі інші деталі МОВ у проведених дослідженнях показали аналогічні результати.

Загальний вигляд 3D-моделі модернізованої букси моторно-осьової вальниці електровоза 2ЕЛ5 з відновленими округленнями, отворами та іншими елементами

конструкції представлено на рис. 4.10.

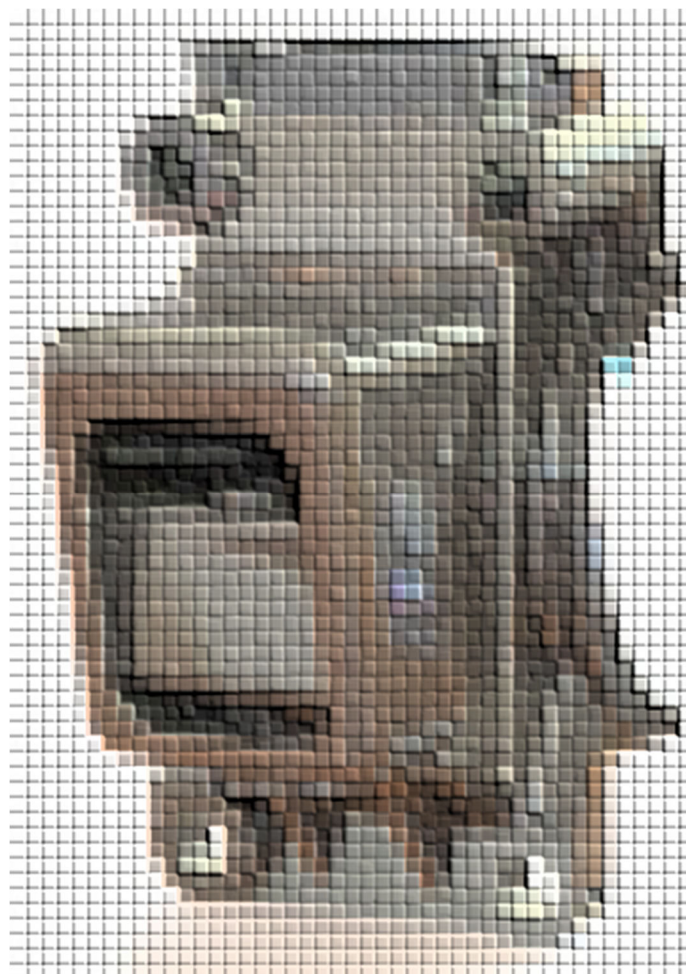


Рисунок 4.18 – Модернізована букса МОВ

В результаті виконаної модернізації маса моторно-осьової вальниці електровоза 2ЕЛ15 зменшена на 9 кг, а об'єм стали зменшений на 23 м³. Конструкція моторно-осьової вальниці до та після модернізації забезпечує необхідний запас міцності у межах точності прийнятої розрахункової схеми.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

ВИСНОВОК

У кваліфікаційній роботі виконано інженерний розрахунок у програмному комплексі САПР SolidWorks моторно-осьової вальниці ковзання магістрального електровоза 2ЕЛ5.

В першій частині проаналізовано надійність електровозного парку АТ «Укрзалізниці». У результаті проведеного аналізу експлуатаційних даних встановлено що 50% випадків несправностей моторно-осьових вальниць в експлуатації становить збільшення понад установлену норму зазору між антифрикційним шаром вкладиша МОВ і шийкою осі колісної пари.

У другому розділі роботи проведено аналіз моторно-осьової вальниці. На підставі конструкторської документації електровоза 2ЕЛ5 досліджено такі параметри моторно-осьової вальниці: конструкція; геометричні розміри деталей і конструкції; технологія складання та монтажу; матеріали та їхні властивості.

В якості діючих сил на МОВ визначено розрахункові навантаження, що діють від ваги тягового електродвигуна та навантаження, що діють під час зрушення електровоза в обох напрямках із максимальним, за умовами зчеплення коліс із рейками, пусковим струмом тягових двигунів

У третьому розділі роботи відповідно до вимог конструкторської документації створено та проаналізовано 3D-модель МОВ в середовищі системи тривимірного моделювання SolidWorks. Результати досліджень навантаження МОВ електровоза в середовищі SolidWorks Simulation показали, що найменший коефіцієнт запасу міцності у всіх трьох дослідженнях та максимальне еквівалентне напруження за VonMises у двох дослідженнях має деталь, що імітує бабітовий шар вкладиша. При цьому коефіцієнт запасу міцності даного елемента і всіх інших деталей моторно-осьової вальниці більший або дорівнює – прийнятого коефіцієнта запасу міцності по відношенню до межі плинності. Отже, МОВ електровоза 2ЕЛ5 має необхідний запас міцності, що не порушує умов експлуатації і є працездатною конструкцією, елементи якої мають розміри, за яких вона не зруйнується під дією ваги тягового електродвигуна та максимального режиму тяги в обох напрямках за

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

швидкості рівною 0 (момент зрушення з місця).

В ході аналізу конструкції моторно-осьової вальниці електровоза 2ЕЛ5, встановлено, що букса МОВ має дві сполучені камери, призначені для заправки маслом. Дані камери призначені тільки для цієї мети та силового навантаження дані камери не відчують. При цьому товщина зовнішніх стін обох камер становить

Результати проведених досліджень показали, що максимальне еквівалентне напруження деталі, що імітує букс МОВ, при цьому межа плинності сталі Л25, з якої виготовлена букса, становить. Тому з метою зменшення ваги МОВ, економії матеріалу та інших витрат пропонується зменшити товщину зовнішніх стінок зазначених вище.

Результати розрахунку удосконаленої конструкції спрощеної 3D-моделі букси МОВ виконаний у середовищі SolidWorks Simulation показали, що максимальні вузлові напруження не перевищують межі плинності матеріалу, а коефіцієнт запасу міцності.

В результаті виконаної модернізації маса моторно-осьової вальниці електровоза 2ЕЛ5 зменшена. Конструкція моторно-осьової вальниці до та після модернізації забезпечує необхідний запас міцності у межах точності прийнятої розрахункової схеми.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

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. Теорія локомотивної тяги : підручник / Д. В. Бобирь, М. А. Грищенко, В. Н. Сердюк ; Укр. держ. ун-т науки і технологій, ННІ "Дніпров. ін-т інфраструктури і трансп.". – Дніпро : Дріант, 2022. – 386 с.
- 6 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.
- 7 Інженерна графіка в SolidWorks: Навчальний посібник/ С. І. Пустюльга, В. Р. Самостян, Ю.В. Клак – Луцьк: Вежа, 2018. – 172 с.

					0032.220795.000.04КР.ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75