

Факультет «Будівництво, архітектура та інфраструктура»

(назва факультету/ІННЦ)

«Транспортна інфраструктура»

(повна назва кафедри)

## Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

ОС «магістр»

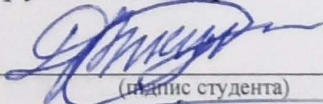
(ступінь вищої освіти)

на тему: Підвищення ефективності міжнародних зернових перевезень зернових вантажів в сучасних умовах  
за освітньою програмою «Дослідження ресурсу осей колісних пар рухомого складу для міжнародних перевезень та розробка технічних рішень на визначення терміну їх служби»

зі спеціальності: 273 Залізничний транспорт

(шифр і назва спеціальності)

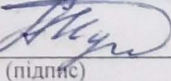
Виконав: студент групи: 8-Інтер

  
(підпис студента)

/ Віктор ДАНЮК/

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

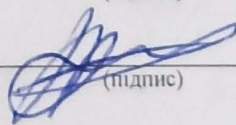
Керівник:

  
(підпис)

/ к.т.н, доц. Андрій ПУЛАРІЯ/

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:

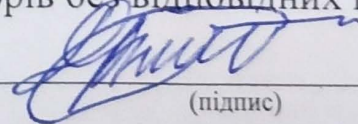
  
(підпис)

/ зав. каф. Олексій ТЮТЬКІН /

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

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

Студент

  
(підпис)

**Ministry of Education and Science of Ukraine**  
**Ukrainian State University of Science and Technologies**

Building, architecture and infrastructure

---

(faculty/TRC)

Transport infrastructure

---

(department)

**Explanatory Note**  
**to Master's Thesis**

**Master**

(higher education degree)

on the topic: Investigation of the resource of axles of wheel pairs of rolling stock for international transportation and the development of technical solutions for determining their service life

according to educational curriculum Interoperability and safety in railway transport  
in the Specialization: 273 Rail transport

(Specialization and its code )

Done by the student of the group: 8-Inter

/ Vikror DANYK /

(name, surname)

Scientific Supervisor:

/ ph.d., as.prof. Andrii PULARIA/

(position, name, surname)

Normative controller :

/ Head of Dept. Oleksii TIUTKIN /

(position, name, surname)

Dnipro – 2024

**Міністерство освіти і науки України**  
**Український державний університет науки і технологій**

Факультет: «Будівництво, архітектура та інфраструктура»

Кафедра: «Транспортна інфраструктура»

Рівень вищої освіти: «Магістр»

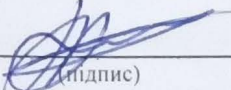
Освітня програма: «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»  
(шифр та назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

«Транспортна інфраструктура»

  
(підпис)

Олексій ТЮТКІН  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Дата 22.01.2024

**ЗАВДАННЯ**

на кваліфікаційну роботу

ОС «магістр»  
(ступінь вищої освіти,

студенту

Данюк Віктор Вікторович  
(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: «Дослідження ресурсу осей колісних пар рухомого складу для міжнародних перевезень та розробка технічних рішень на визначення терміну їх служби»

Керівник роботи: Андрій Пуларія, к.т.н., доцент

(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвердені наказом від «28» квітня 2023 р. № 360ст

2. Строк подання студентом роботи: «16» січня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Дослідження в сфері життєвого циклу конструкторів рухомого складу, матеріали осей вагонів колії 1520 мм та 1435 мм, нормативні документи по ремонту та виготовленню осей колісних пар. Європейські дослідження в сфері мінімізації пошкоджень та виходу з ладу вісей колісних пар під час експлуатації.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

Вступ. Розділ 1. Аналіз робіт пов'язаних з дослідженням технічного стану та збільшення ресурсу вісей колісних пар вагонів. Розділ 2. Характеристики осей колісних пар в Україні та країнах ЄС. Розділ 3. Нормативно-технічна документація для виготовлення, ремонту та технічного обслуговування осей колісних пар вагонів. Розділ 4. Дослідження ресурсу осей колісних пар типу РУ1Ш та Р2В. Розділ 5. Шляхи, перспективи та напрямки підвищення довговічності осей колісних пар вагонів Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

Презентація за матеріалами досліджень, викладених в магістерській роботі (PowerPoint, 14 слайдів).

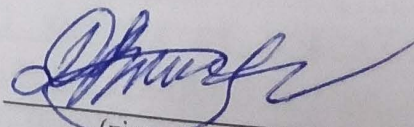
6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента)

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

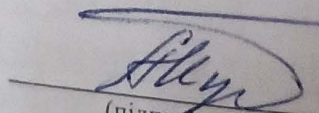
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
1	Розділ 1. Аналіз робіт пов'язаних з дослідженням технічного стану та збільшення ресурсу вісей колісних пар вагонів	30.09.2023- 15.11.2023	
2	Розділ 2. Характеристики осей колісних пар в Україні та країнах ЄС.	15.11.2023- 30.11.2023	
3	Розділ 3. Нормативно- технічна документація для виготовлення , ремонту та технічного обслуговування осей колісних пар вагонів.	30.11.2023- 13.12.2023	
4	Розділ 4. Дослідження ресурсу осей колісних пар типу РУ1Ш та Р2В.	13.12.2023- 03.01.2024	
5	Шляхи, перспективи та напрямки підвищення довговічності осей колісних пар вагонів	23.12.2023- 03.01.2024	
6	Висновки. Оформлення ВКР.	03.01.2024- 08.01.2024	
7	Перевірка роботи на наявність збігів текстових (літерних і цифрових) символів та графічних фрагментів. Отримання відгуку.	08.01.2024- 14.01.2024	
8	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	16.01.2024	
9	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	Згідно з планом ЕК	

Студент

  
(підпис)

Віктор ДАНЮК  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

  
(підпис)

Андрій ПУЛАРІЯ  
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

78 стор., 23 рис., 10 табл., 47 літературних джерел.

Об'єктом дослідження у цій роботі виступають осі колісних пар вагонів, що випускаються підприємствами України, а саме РУ1Ш.

Предметом дослідження є відповідність існуючих нормативних документів України та нових, які діють в країнах ЄС, методики розрахунку й випробувань та порівняння отриманих значень при проведенні розрахунків з її значеннями наведеними нормативно – технічній документації.

Метою роботи є дослідження ресурсу осей колісних пар рухомого складу для міжнародних перевезень з розробкою технічних рішень для визначення терміну їх служби.

Для досягнення зазначеної мети проаналізовано наукові досягнення, нормативно – технічну документацію та нормативну базу Євросоюзу в галузі інтероперабельності, що стосується колісних пар (осей). Проведені попередні розрахунки та проаналізовано отримані параметри довговічності на відповідність зазначеним вимогам нормативних документів країн ЄС та України й визначено терміни служби.

Проведені дослідження дозволяють, використовуючи дані дослідження, висновки й рекомендації для внесення змін нормативно - технічної документації України та доповнень до них у відповідності до нормативних документів країн ЄС.

Ключові слова: КОЛІСНІ ПАРИ, ОСІ вагонів, ВТОМА, ВАГОНИ, НОРМАТИВНІ ДОКУМЕНТИ, ТЕХНІЧНІ СПЕЦИФІКАЦІЇ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. АНАЛІЗ НАУКОВИХ РОБІТ ПОВ'ЯЗАНИХ З ДОСЛІДЖЕННЯМ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТА ЗБІЛЬШЕННЯ РЕСУРСУ ВІСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ .....	9
2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР В УКРАЇНІ ТА КРАЇНАХ ЄС	17
2.1 ОСІ ДЛЯ ВАГОНІВ КОЛІЇ 1520 ММ.....	17
2.2 ОСІ ДЛЯ ВАГОНІВ КОЛІЇ 1435 ММ.....	27
2.3 ПОРІВНЯЛЬННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕЙ КОЛІЇ 1435 ММ І 1520 ММ .....	32
3. НОРМАТИВНО- ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ , РЕМОНТУ ТА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ .....	36
3.1 НОРМАТИВНО – ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ ЗАЛІЗНИЦЬ КОЛІЇ 1520 ММ ДЛЯ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ .....	37
3.2 НОРМАТИВНО – ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ ЗАЛІЗНИЦЬ КОЛІЇ 1435 ММ ДЛЯ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ .....	40
4. ДОСЛІДЖЕННЯ РЕСУРСУ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ТИПУ РУ1Ш ТА Р2В	44
4.1 ПОБУДОВА РОЗРАХУНКОВОЇ 3-D МОДЕЛІ ТА ЇЇ РОЗРАХУНОК НА ДОВГОВІЧНІСТЬ .....	44
4.2 ПОБУДОВА АНАЛІТИЧНОЇМОДЕЛІ ТА ЇЇ РОЗРАХУНОК ТА ЇЇ РОЗРАХУНОК НА ДОВГОВІЧНІСТЬ .....	49
5. ШЛЯХИ, ПЕРСПЕКТИВИ ТА НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ.....	69
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	72
БІБЛІОГРАФІЯ.....	74

## ВСТУП

Для підвищення безпеки та одним із стратегічних напрямків програм розвитку залізничного транспорту в області рухомого складу при курсуванні в міжнародному сполученні є забезпечення, проектування та запровадження в конструкції вагонів для міжнародних перевезень колісних пар з відповідними параметрами, що забезпечать відповідність як українських нормативних документів так і європейських.

Дослідження в напрямку міцності та довговічності повинні постійно проводитись та корелюватись з відповідними нормативними документами та розвитком наукових досліджень як в області вагонобудування (зміна геометричних параметрів, технології виготовлення) та розвитком параметрів самого матеріалу з якого виготовляється вісь колісної пари.

Безпека руху на залізничному транспорті забезпечується як надійною роботою технічних засобів так і окремих її вузлів ( візки, осі, колеса, буферні пристрої, автозчепна та ін.). Деякі з цих, які мають критичне значення для забезпечення надійності. В першу чергу це стосується ходових частин, і особливо колісних пар, на які при експлуатації та русі їх по рейковій колії діють різноманітні статичні та динамічні навантаження та прискорення. Тому зазвичай колісну пару вагона (холосту) розглядають як найбільш відповідальний вузол, складовими елементами якого – вісь і колеса, що є найбільш навантаженими. За своїм характером та технічними характеристиками залізничні осі є критично важливими елементами забезпечення безпеки руху, які розраховані довгу та тривалу експлуатацію приблизно - 8,5 ...15 років з дати виготовлення. Проведення оцінки напружено- деформівного стану осі та оцінка строку її служби або іншими словами – ресурс роботи є важливою частиною досліджень у галузі проектування та обслуговування залізничних осей.

Розглядаючи роботу вісі колісної пари слід відмітити, що під час експлуатації на неї впливає та діє складний вид навантаження – вигин з обертанням, а у деяких випадках де кручення від дії гальмівних дисків, які розміщені на вісі.

До останнього часу всі вісі виготовлялись відповідно до ДСТУ ГОСТ 31334:2009 та ДСТУ ГОСТ 22780:2009. Проте інтеграційні процеси України в ЄС паралельно ввели нові нормативні документи, що стосуються виготовлення, розрахунку та випробування вісей колісних пар рухомого складу: ДСТУ EN 13261:2018, UIC 811-1, ДСТУ EN 13103-1:2018.

Запровадження даних документів призводить до того, що потрібно проаналізувати та переглянути вже існуючі документи та внести відповідні корективи.

Метою роботи є дослідження ресурсу осей колісних пар рухомого складу для міжнародних перевезень з розробкою технічних рішень для визначення терміну їх служби.

Для досягнення зазначеної мети необхідно проаналізувати наукові досягнення, нормативно – техніку документацію та проаналізувати нормативну базу Євросоюзу в галузі інтероперабельності, що стосується колісних пар (осей), провести попередні розрахунки та проаналізувати отримані параметри довговічності на відповідність зазначеним вимогам нормативних документів країн ЄС та України.

Об'єктом дослідження у цій роботі є осі колісних пар вагонів, що випускаються підприємствами України, а саме РУ1Ш.

Предметом дослідження є відповідність існуючих нормативних документів України та нових, які діють в країнах ЄС та отриманих значень при проведенні розрахунків з порівнянням їх з значеннями наведеними нормативно – технічній документації.

# 1. АНАЛІЗ НАУКОВИХ РОБІТ ПОВ'ЯЗАНИХ З ДОСЛІДЖЕННЯМ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТА ЗБІЛЬШЕННЯ РЕСУРСУ ВІСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ

Відповідно до інтеграційних процесів які проходять зараз в Україні прийнято багато нормативних документів країн ЄС, які потрібно в повній мірі імплементувати в відповідні галузі та ніші як залізничного так і інших видів промисловості.

Так прийнятий ДСТУ EN 13261:2018 вимагає змін до проведення та технічної спроможності виготовлення вісей колісних пар вагонів. Роботи в напрямку досліджень технічного стану вісей колісних пар останніми роками все більше починають з'являтися як у вітчизняних наукових виданнях, так і закордонних.

Ці роботи повинні проводитись відповідно до основного попередньо розробленого нормативного документу такого, як Директива ЄС 2016/797 [1] Директива ЄС 2016/798 [2].

Відповідно на залізничному транспорті потрібно забезпечувати безпеку руху не тільки надійною роботою технічних засобів, але і багаторівневою системою ремонту та технічного обслуговування, яка в свою чергу спрямована на підтримання технічних засобів у відповідному працездатному стані. В більшій мірі це стосується нетягового рухомого складу, а саме несамохідних вагонів. Але, розглядаючи несамохідний вагон як технічно складну систему, слід виділити з його конструкції ті елементи, які мають критичне значення для забезпечення надійності та безпеки. В першу чергу це стосується ходових частин. Розглядаючи ходову частину слід виділити особливо колісні пари, на які при русі по рейковій колії діють різноманітні статичні та динамічні навантаження і вони перебувають під дією постійного навантаження. Тому колісну пару можна розглядати як найбільш відповідальний вузол, складові елементи якого – вісь і колеса, навантажені найбільш інтенсивно. Тобто, виходячи із вище написаного - залізничні осі є критично важливими елементами безпеки, розрахованими на тривалу

експлуатацію. Оцінка напружено-деформівного стану осі та його оцінка, визначення строку її служби, перевірка на довговічність та втому є важливою частиною досліджень у галузі проектування і обслуговування залізничних осей. При цьому на вісь колісної пари під час експлуатації впливає складне навантаження – вертикальне навантаження, крутні моменти від дії гальмівних дисків при їх наявності, вигин з обертанням та значні прискорення, які можуть виникати миттєво і сягати великих значень. Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить що цьому питанню на даний момент починають приділяти зараз увагу в зв'язку з тим, що змінились нормативні документи та введені нові – гармонізовані з європейськими. Основні вимоги до міцності та надійності колісних пар вітчизняних пасажирських вагонів визначено у чинному нормативному документі [3]. Базові положення розрахунку колісних пар та вісей, а також буксових вузлів викладено у навчальному посібнику [4].

Наукові роботи, що стосуються життєвого циклу осей в переважній більшості проводились останнім часом за кордоном, але є і українські дослідження. Так у праці [5] проведено розрахунки осі колісної пари пасажирського вагона на міцність та довговічність на втомну міцність та визначення життєвого циклу даного вузла. При виконанні авторами визначено навантаження, що діють на вісь пасажирського вагона під час руху з максимально допустимою швидкістю наперед відомими характеристиками вагона. В роботі приведено та розроблено розрахункову твердотільну модель вагонної осі РУ1. Далше авторами на основі даної моделі створено скінченоелементну модель та проведено дослідження напружено-деформівного стану колісної пари під дією основних видів навантаження, які автори вказали із нормативного документа [3]. Ними встановлено, що максимальні напруження, що виникають в осі пасажирського вагона за найбільш несприятливих умов завантаження відповідно до нормативного документа [3], зосереджені у галтелі, а саме в зоні переходу від шийки до передпідматочинної частини осі. Авторами визначено кількість циклів навантажень, яку вагонна вісь може витримати при експлуатаційних навантаженнях, за якими запропоновані обмеження на строк експлуатації осей колісних пар пасажирських вагонів який склав  $6,2 \cdot 10^9$  циклів навантажень, що із середньо статистичного пробігу становить

та складатиме 48,3 року експлуатації. Авторами наукової роботи [4] було проаналізовано рівень навантажень, що діють на колісну пару пасажирського вагона в експлуатації. Ними визначено, що при найбільш несприятливому збігу навантажень розрахункова сумарна вертикальна сила, що діє на одну з шийок осі (без урахування дії сил інерції) складатиме 109.73 кН (приблизно 10 тс) та із врахуванням вертикального інерційного навантаження дорівнюватиме 17,2 кН і сумарно рівна приблизно 12 тс. Створена твердотільна модель у подальшому була перетворена або розбита на розрахункові елементи – тетраедри, яка складалась з 212753 скінченних елементів та 2130210 вузлів. Слід зазначити, що дана робота проведена для пасажирського рухомого складу. Тут автори ще не врахували те, що під пасажирські вагони підкочують колісні пари з вісями типу РВ1Ш, що практично є ідентичними з віссю, для якої було проведено розрахунок.

Наступна робота, яку проводили на теренах бувшого СРСР – це робота російських вчених, а саме Е.В. Чупраков та О.В. Мельниченко. В їх науковій роботі [6] проведено розрахунки спеціальної колісної пари з диференційованою конструкцією вісі. Розглядаючи конструкцію колісної пари диференціального виконання можна зауважити, що одним з основних недоліків конструкції осі на підставі ескізного проекту є її збільшена вага в порівнянні з типовою віссю. Дане збільшення ваги може несприятливо позначитися на динаміці руху рухомого складу та вертикальному впливі даних колісних пар диференціального виконання на рейкову колію. Тому автори статті провели дослідження для зниження ваги та розробки оптимальної конструкції осі колісної пари диференціального виконання. Для цього необхідна відповідна методика її оцінки на міцність. Автори пропонують виконувати та оцінювати міцність осей за однакових умов їх навантаження. При цьому приймають матеріал та методи зміцнення самих частин вісі піддаються тому ж виду поверхневого зміцнення накочування роликками по всій довжині, що і у (стандартної) типової) вісі колісної пари. При виборі та розробці методики розрахунку за основу було взято методику розрахунку типової осі, наведену в нормах розрахунку та проектування вагонів [3]. Відповідно до основних положень, які наведені в [3], розрахунок нової осі при її проектуванні або оцінці міцності виглядає та відбувається при знакозмінних деформацій. Число циклів при

розрахунку приймають великим за термін її служби, а завантаженість вісі має імовірнісний характер. Аналогічно як і у [3] несуча здатність осі визначається імовірнісним методом на опір втомному руйнуванню з урахуванням навантажень, що діють на неї як при нестационарного режиму навантаження з накопиченням втомних ушкоджень металу деталі в процесі експлуатаційних навантажень змінного нестационарного характеру. В кінцевому автори статті запропонували дану методику, яка є у [3] використовувати і для осі колісної пари диференціального виконання. По результатам розрахунку проведено порівняльну оцінку критеріїв міцності осі колісної пари диференціального виконання, що в свою чергу відповідає запасам міцності осі типового виконання вагонів, що експлуатуються або дещо перевищує (в основному за розрахунковими перерізами в середній частині осі) величину даного коефіцієнта, отриманого для розрахункових перерізів осі типового виконання. По отриманим коефіцієнтам є можливість зменшити її вагу (вагу осі колісної пари диференціального виконання) більш ніж на 30%. Автори для більш кращого розуміння пропонують провести додаткові дослідження із застосуванням сучасніших методів розрахунку на основі кінцевих елементів.

В працях вчених як з Туреччини, Франції, Іспанії, Німеччини, Японії, Ірану, південної Кореї, Чехії, Нідерландів так з Італії були дослідження, які стосувались втомних явищ, що теоретично призводило до руйнування осей колісних пар. Так такі питання для різних праці [12, 26-29, 32-39].

Система залізничного транспорту Туреччини була теоретично вивчена та досліджена в Ваурактар в праці [12]. Про вплив поверхневих дефектів і включень на термін служби несправної залізничної осі досліджували вчені та інженери Alihosseini і Dehghani і інші в працях [20-22, 26-29] виявили, що вісь була дуже чутлива до поверхні обробки подряпин, навіть якщо вони дуже маленькі. Makino, та ін. в своїй праці [34] розглянули пошкодження від втоми толерантність високошвидкісних залізничних осей у залізничній мережі Японії та поведінка розвитку тріщин індукційно загартована вісь була оцінена на основі механіки руйнування. Механіка руйнування також використовувався Veretta та ін. [23-25, 33]

для дослідження втомного руйнування залізничних осей.

Beretta та його співробітники [25] також досліджували корозійну втому суцільної залізничної осі виготовленої з м'якої сталі типу A1T з використанням триточкового поворотного навантаження на вигин із поливом штучною дощовою водою, як корозійним навколишнім середовищем, яке ще більше вносило негативний вплив на довговічність осей. Крім того, основні дані про зростання втомної тріщини як в області стабільного поширення тріщини і поблизу порогу були експериментально визначені вченим Luke в наукових працях [31, 32] для термооброблених сталей залізничних осей при постійному та змінному амплітудному навантаженні при відповідних співвідношеннях напружень. Так по визначенню та дослідженню розвитку втомних тріщин проводились наукові роботи та були написані технічні звіти [39-42], які займаються дослідженням втомної поломки залізничних осей.

Вивчивши дані звіти можна сказати, що більшість несправностей починаються з позицій концентрації напруги, таких як виїмки, дефекти, тріщини та подряпини. Після виготовлення різні типи концентраторів напруг, як металеві, так і неметалічні включення, пустоти, дефекти та подряпини іноді розпізнаються на осі, що деякі з цих дефектів та мікроушкоджень можуть призвести до передчасної відмови. Тому може статися сходження з рейок та інші можливі події.

Зараз, окрім досвіду, можна точно визначити критичність таких уже існуючих дефектів завдяки механіці руйнування як основним знанням у стійкому до пошкоджень геометрії вісі. Розвиток та вихід вісі з ладу проходить з тріщин маючи розміри, більші за допустимі, може поширюватися та призводити до передчасної втомної поломки осі. Такі несправності та ушкодження необхідно перевірити справність осі перед її обслуговуванням, щоб побачити, чи відповідає розмір ймовірних виявлених дефектів в межах допустимого діапазону.

У своїй науковій роботі [12] зроблено спробу визначити розміри допустимих дефектів залізничних осей. Ідея виконати цю роботу авторами та науковцями виникла після того, що допустимий розмір дефекту, встановлений міжнародний залізничний стандарт UIC 811-1 (1983) є унікальним, і недостатньо ясно, чи чи не

стосується наскрізних поверхневих тріщин на критичній ділянці осі. Якщо все воно так, то як щодо осей що не містять поверхневих дефектів і замість цього має дефекти, розташовані повністю в корпусі осі та ведуть себе по різному. Автори статті [12] змоделювали їх в критичній частині осі після чого визначали допустимий розмір таких тріщин у різних положеннях між осями поверхні та її центру шляхом порівняння значення коефіцієнтів інтенсивності напружень із значенням порогу поширення втомної тріщини матеріалу як можливий критерій. Для оцінки розрахунків порівнювали допустимий розмір, отриманий теоретично для напівкруглої тріщини відповідно до запропонованого міжнародним залізничним стандартом UIC 811-1 [30]. Як показали результати розрахунків

Остання робота в даному напрямку проводилась європейськими дослідниками і її звіт [42] містить нові та цікаві можливості для майбутніх досліджень імовірнісної втоми. Далі розглядається низка питань і пропозиції щодо майбутньої роботи, які обіцяють мати потенціал для подальшого зростання рівень безпеки осей. Після виконання даних досліджень і звіту [42] можливі деякі можливі майбутні роботи на думку авторів та науковців з 7 європейських країн на замовлення ERA: розгляд більшої кількості цікавих вхідних змінних як випадкових притаманна випадковість змінних, що беруть участь у процесі втоми.

Представлений підхід забезпечує стохастичну модель зростання втомної тріщини по відношенню до будь-якого обраного параметра.

При виконанні даної роботи [42] було використано спеціалізовану програму для розрахунку втомних тріщин NASGRO, яка використовувалась як у наукових дослідженнях та наукових роботах представлених в [33-38, 41-42]. . Важливо відзначити, що запропонована методика авторів звіту враховує та підраховує співвідношення між випадковими параметрами в термінах ймовірності, крім статистичних моментів параметрів окремо. Тут потрібно дуже чітко брати властиві кореляції між параметрами, бо рандомізація може призвести до неправильних результатів. Стратегія включати мінливість і кореляції між параметрами, згаданими в архітектурі методу є прямим. Ця запропонована робота [42] дозволить

розширити результати представлені, сприяючи кращому знанню розподілу втомної міцності, а всі подальші дослідження мають бути зосереджені на більш точному описі статистичної мінливості параметрів модельного матеріалу.

В роботі при використанні NASGRO для типових сталей EA4T і EA1N в залізничних осях було б корисно докласти більше зусиль для отримання вичерпної характеристики статистичної мінливості параметрів від однієї вибірки до іншої, щоб через його статистичні моменти, такі як емпіричне середнє значення, дисперсія емпірична, а також коефіцієнтів кореляції для параметрів моделі, особливо останніх, оскільки вони важливі для оцінки. Даний звіт на початках показав подорож, яка починається з еволюції оцінки безпеки залізничних осей, імовірнісні аспекти стійкості до пошкоджень та принципи імовірнісних методів аналізу розвитку втомної тріщини в металевих компонентах і закінчується докладною ілюстрацією розробленої ймовірнісної методології застосовувати для оцінки стійкості до пошкоджень залізничних осей, поступово розроблений протягом останніх кількох років і завершує цю тезу.

Це наукове дослідження [42] представило новий імовірнісний аналіз для планування технічного обслуговування залізничні осі в рамках концепції стійкості до пошкоджень.

## **Висновки до розділу 1**

Провівши аналіз наукових праць є зрозумілим, що робота в даному напрямку проводиться. В більшості випадків роботи проводять європейськими та японськими науково-дослідними організаціями та інститутами. Проте слід зазначити, що для вагонних вісей, які на даний момент випускаються в Україні є питання отримання практичних значень по відповідних матеріалах, які застосовуються при виготовленні самих вісей і який відрізняється від того що застосовується в країнах Європи Так всі випробування по останніх звітах виконувались для сталей типу EA1T та EA4T, що мають відмінності як по

хімічному складу так і механічних властивостях. Тому дослідження в області визначення ресурсу осей колісних пар на даний момент в Україні є актуальним і необхідним. Першим етапом потрібно проводити теоретичні дослідження, а потім використовуючи накопичений досвід закордонних спеціалістів та науковців і натурні випробування, за умови коли при виготовленні будемо брати «старий матеріал». У випадку застосування матеріалів, які застосовуються у країнах ЄС то можемо вже користуватись базою даних по відповідних напрацюваннях на втому, які проводились вже в країнах ЄС.

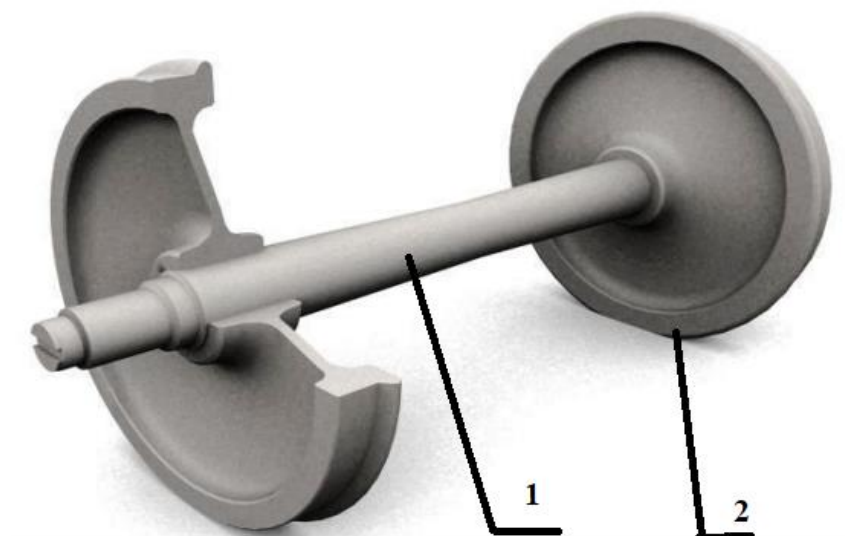
## 2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР В УКРАЇНІ ТА КРАЇНАХ ЄС

### 2.1 Осі для вагонів колії 1520 мм

Вагонна вісь є однією із складових частин колісної пари ( рис. 1) та являє собою сталевий брус ( може бути труба) круглого перерізу, розміри якого змінюються вздовж довжини осі та залежать від призначення та завантаження [2]. В залежності від типу вісі визначається і тип колісної пари вагона. Якщо класифікувати вісі залізничного рухомого складу та їх можна привести до наступних типів:

- Суцільні вісі;
- Пустотілі вісі;
- Телескопічні вісі.

Також можуть розрізнятися вісі за розмірами основних елементів – залежно від величини діючого навантаження; формою поперечного перерізу – суцільні або порожнисті та способом кріплення підшипників на шийці осі – корончатою гайкою або приставною шайбою, яка кріпиться до торця осі.



1 – вісь колісної пари; 2 – суцільнокатане колесо

Рисунок 1 - Загальний вигляд колісної пари вагона

Щоб забезпечити надійність руху вагона по рейковій колії здійснюють запресування колеса на вісь у холодному стані на спеціальних пресах контролюючи при цьому відстань між ними, яка має бути в межах при виготовленні 1440 з відхиленнями  $\pm 3$  мм. Отже, вісь в складі колісної пари можна вважати однією із важливих елементів та деколи розглядають її як загальну деталь з колесами, але для наших досліджень це не підходить.

Якщо взяти нормативні документи [7-11], то можна зробити наступну класифікацію, яка залежить від способу торцевого кріплення підшипників, поділяють на типи:

Осі колісних пар, залежно від способу торцевого кріплення підшипників, поділяють на типи:

1. Вісь типу РУ1Ш з торцевим кріпленням шайбою (рис. 1) яку виготовляють згідно з ДСТУ ГОСТ 22780. Дана вісь має бути виконана з трьома або чотирма різьбовими отворами М20 (рис. 2, а).

2. Вісь типу РВ2Ш з торцевим кріпленням шайбою, яку виготовляють відповідно з конструкторською документацією та застосовують в колісних парах вантажних вагонів для осевого навантаження 25 т/вісь. На торцях осі має бути виконано три різьбових отвори М24 або чотири різьбових отвори М20 (рис. 2, б).

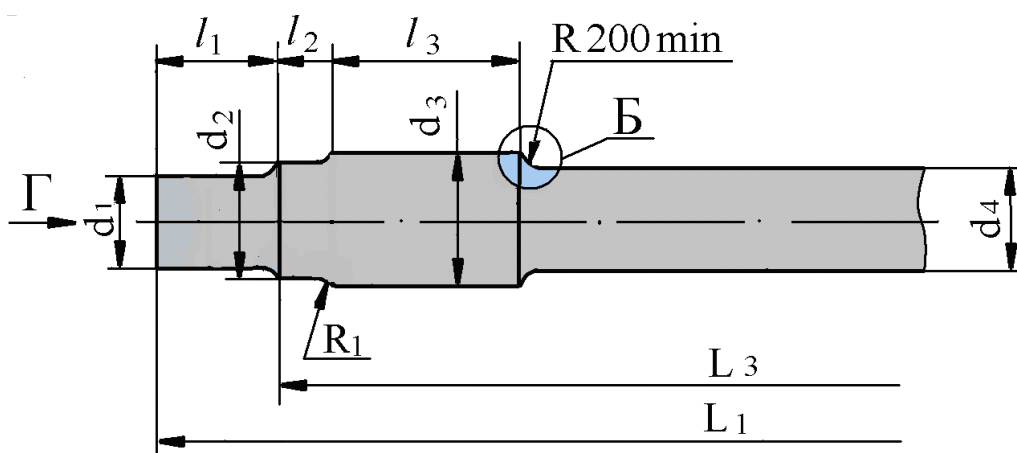
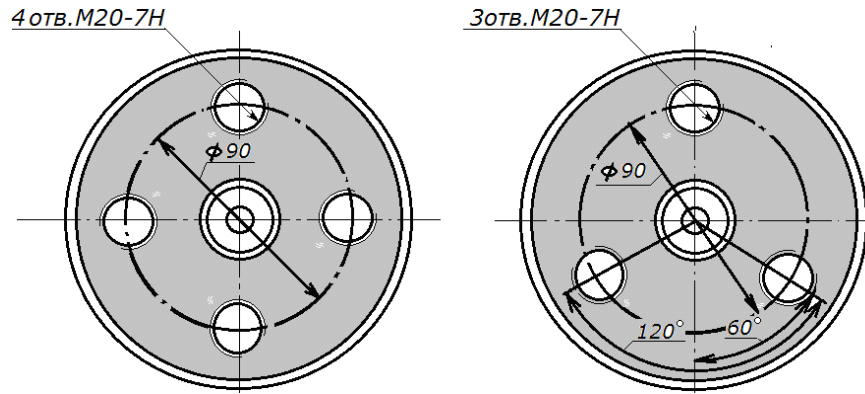


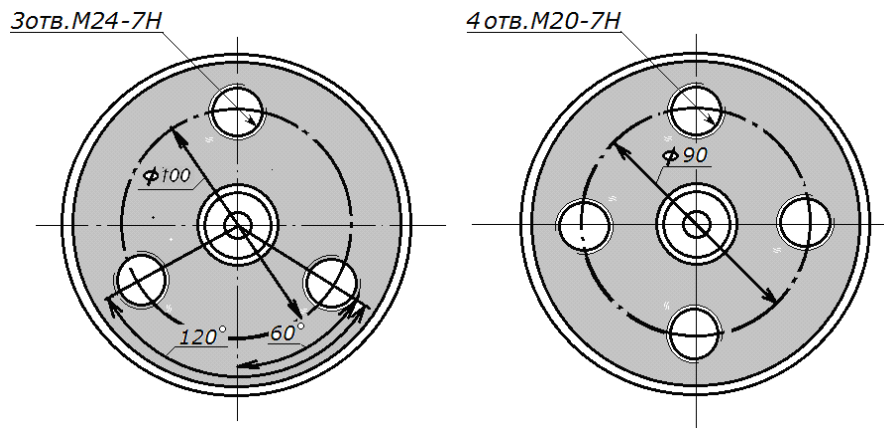
Рисунок 1 – Вісь типу РУ1Ш, РВ2Ш

Вид Г

а)



б)



а) – для осей типу РУ1Ш; б) – для осей типу РВ2Ш

Рисунок 2 – Отвори торцевого кріплення

3. Вісь типу РУ1 з торцевим кріпленням підшипників спеціальною гайкою М110х4 (рис. 3), що виготовляють згідно з ДСТУ ГОСТ 22780 та застосовують в колісних парах вантажних вагонів.

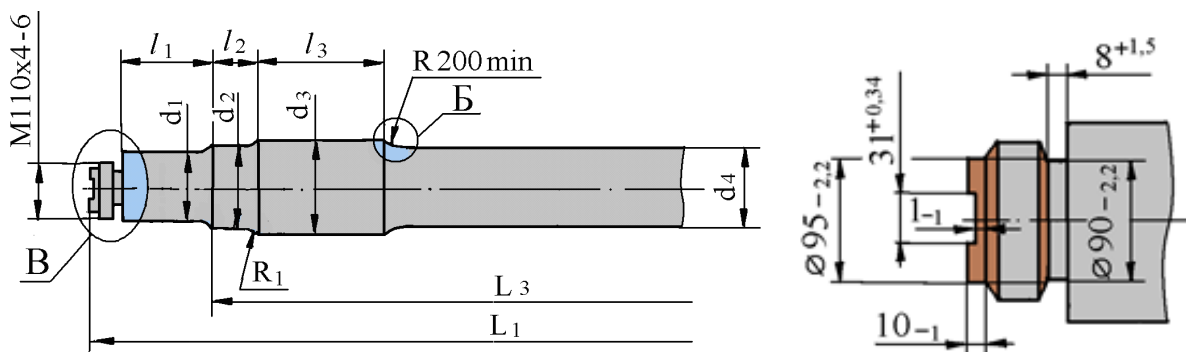


Рисунок 3 – Вісь типу РУ1

4. Експериментальні вісі (пустотілі), які на залізницях для вагонів в Україні не застосовуються (рис. 4). Розробка таких осей сягає 60 років минулого століття. Як показала практика на той час використання даних осей має перспективи, але потрібно доробити та удосконалити технологію виготовлення даного типу осей. В середньому дані вісь на 100 кілограм є легшою в порівнянні з стандартними.

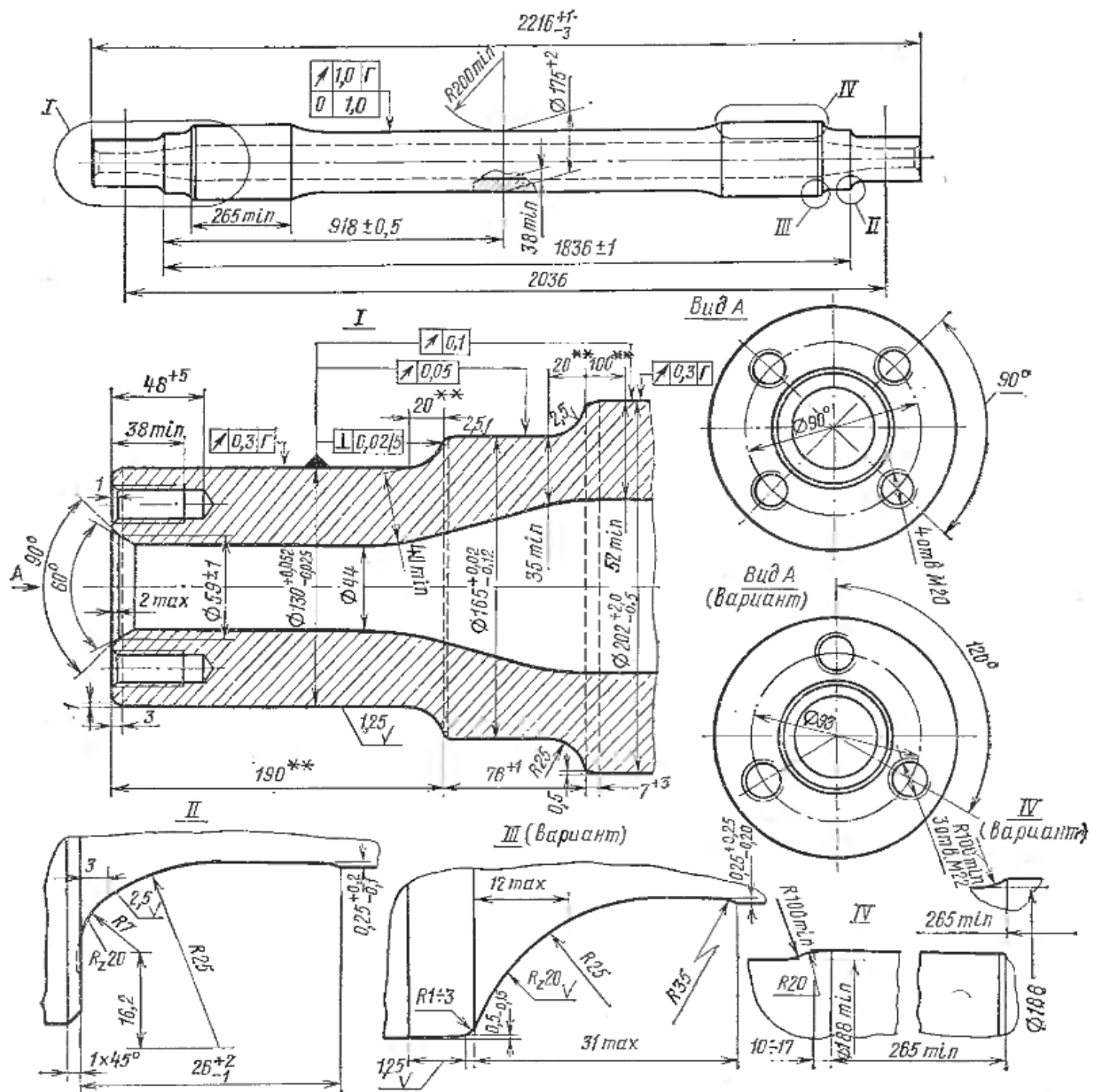


Рисунок 4 – Пустотіла вісь

Даний тип осей розроблявся у бувшому СРСР ще після другої світової війни. У 1959-1965 роках за участі наукових організацій, а саме науково-дослідного та конструкторсько-технологічного інституту трубної промисловості, разом із вагонобудівниками була розроблена технологія, за якою були виготовлені дослідні та дослідно-промислові партії порожнистих осей, конструкції яких коригувалися за результатами досліджень ВНИИЖТ та ДІТ. Самі конструкції порожнистих осей для вагонних колісних пар з роликівими підшипниками розрізняються між собою наявністю глухого і наскрізного отвору в шийці, а також геометричними розмірами та оформленням торця осі залежно від способу кріплення підшипників, який приймався для кожного прийнятого з варіантів. Крім того, дані осі по аналогії з суцільними проектувалися з середніми частинами циліндричної та конічної форми. Тут віддали перевагу циліндричній формі середньої частини, яка порівняно з конічною дає додаткове зниження ваги (вага порожнистої вагонної осі з циліндричною середньою частиною складає 318,5 кг, для конічного виконання середньої частини - 335 кг), що було мотивованим і сприяло більш раціональному розподілу напружень в осі. Для експлуатації та випробувань також пропонувалися осі, виготовлені з товстостінних труб шляхом висадки шийок і підматочинних частин, отримані відцентровим відливанням, виконані висвердлюванням внутрішньої частини. Але далі пропозицій даний тип виготовлення не пішов. Досвід експлуатації порожнистих (пустотілих) вісей в таких колісних парах показав, що зусилля розпресовування коліс виявилось меншим, ніж зусилля запресовування, що сильно насторожило дослідників. Це свідчило, що в процесі експлуатації натяг слабшав, що в кінцевому могло спровокувати розпресування і відповідно аварії. Через подібні невідповідності дані осі та колісні пари з ними вилучили з експлуатації.

5. Вісь типу РВЗШУ. Дана вісь прийшла на заміну вісям в колісних парах пасажирських вагонів, які експлуатуються з конструкційною швидкістю до 160 км/год, використовуються вже відомі осі РУ1Ш та РУ1. Так у пасажирських вагонах, які експлуатуються з конструкційною швидкістю від 120 до 160 км/год, почали використовувати осі РВЗШ (рис. 5).

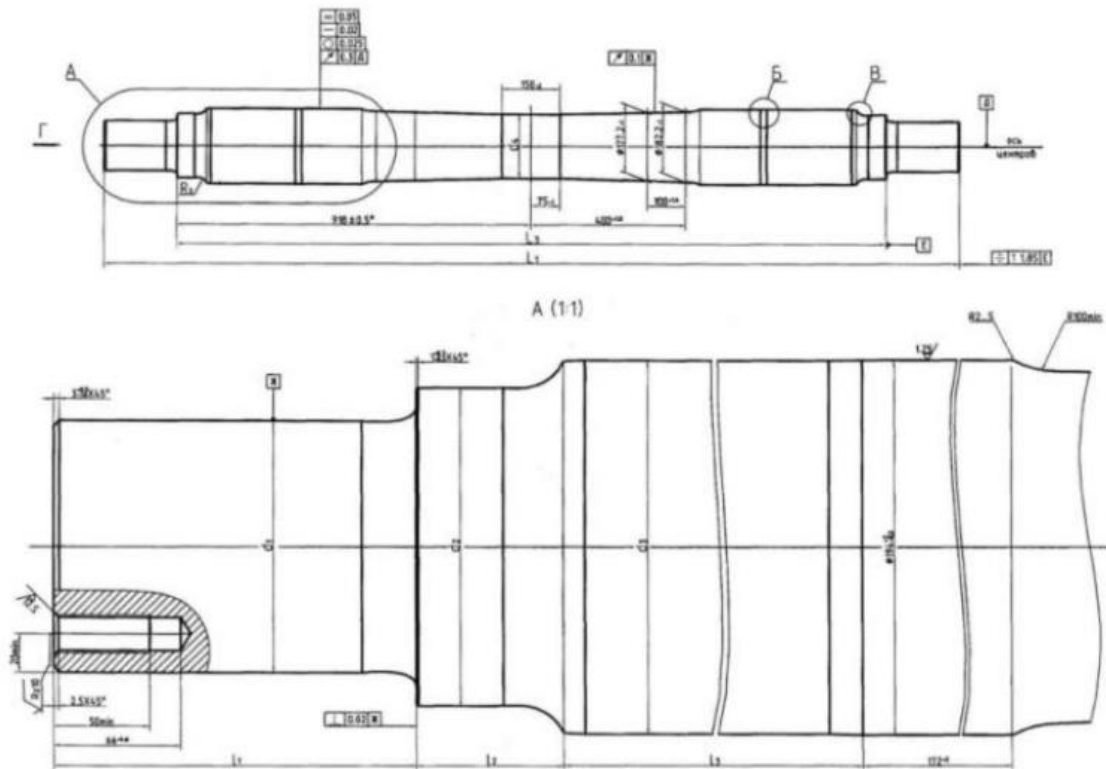


Рисунок 5 – Вісь типу RB3Ш

Даний тип осей RB3Ш має на торцях чотири різьбових отвори M20. У пасажирських вагонах, які експлуатуються з конструкційною швидкістю від 120 до 200 км/год, використовуються старий тип осей типу RB1Ш. Основні розміри, що допускаються, для осей RB1Ш та RB3Ш приведені у табл. 1.

6. Вісі для пасажирських вагонів з дисковими гальмами типу RB3Ш або RB1Ш.

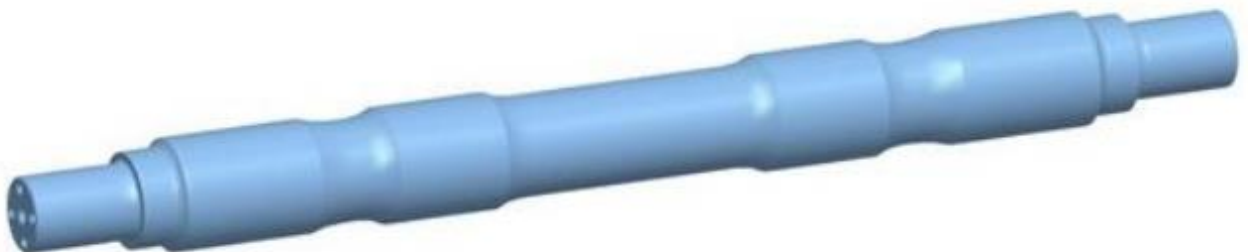


Рисунок 6 – Загальний вигляд вісі для дискових гальм

Таблиця 1 - Основні розміри нових осей типу РВ1Ш та РВ3Ш

Показник	Тип осі			
	РВ1Ш		РВ3Ш	
	Номінальний розмір, мм	Граничне відхилення, мм	Номінальний розмір, мм	Граничне відхилення, мм
$d_1$	130	+0,052 +0,025	150	+0,090 +0,065
$d_2$	165	+0,20 +0,12	165	+0,20 +0,12
$d_3$	194	+2,0 -0,5	210	+2,0 -0,5
$d_4$	172	+3,0	166	-1,0
$R_2$	25	$\pm 1,0$	25	$\pm 1,0$
$l_1$	188	-1,85	188	-1,85
$l_2$	76	$\pm 1,0$	76	+0,5 -1,5
$l_3$	310	+2,0	240	+2,0
$L_1$	2212	-	2212	-
$L_3$	1836	$\pm 1,0$	1826	$\pm 1,0$

Якщо розглядати осі колісних пар, обладнаних дисковим гальмом, а також осі, на яких передбачено установлення привода підвагонного генератора, мають посадкові поверхні для встановлення гальмівних дисків або деталей редуктора від середньої частині осі.

Суцільнокатані осі є типовими і класифікуються відповідно до ДСТУ 22780:2009 [9] і відповідно до нього розрізняють типи осей, наведені в табл. 2., де приведені основні розміри, яким повинні відповідати осі при виготовленні.

Таблиця 2 – Основні розміри нових осей

Найменування	Тип осі					
	РУ1		РУ1Ш		РВ2Ш	
	номіналь-ний розмір, мм	граничний відхил, мм	номіналь-ний розмір, мм	граничний відхил, мм	номіналь-ний розмір, мм	граничний відхил, мм
1	2	3	4	5	6	7
$d_1$	130	+ 0,052 + 0,025	130	+ 0,052 + 0,025	150	+ 0,090 + 0,065
$d_2$	165 <sup>1)</sup>	+ 0,20 + 0,12	165 <sup>1)</sup>	+ 0,20 + 0,12	185	+ 0,165 + 0,091
$d_3$	194 <sup>2)</sup>	+ 2,0 - 0,5	194 <sup>2)</sup>	+ 2,0 - 0,5	210 <sup>2)</sup>	+ 2,0 - 0,5
$d_4$	172 <sup>3)</sup>	+ 3,0	172 <sup>3)</sup>	+ 3,0	180	+ 3,0
$R_1$	25	-	25	-	25	-
$l_1$	176	+ 1,0 - 0,5	190 <sup>4)</sup>	+ 1,0 - 0,5	210	-
$l_2$	76	± 1,0	76	± 1,0	71	+ 0,5 - 1,5
$l_3$ <sup>5)</sup>	250 min	-	250 min	-	250 min	-
$L_1$	2294	+ 1,0 - 3,0	2216	+ 1,0 - 3,0	2246	+ 1,0 - 3,0
$L_3$	1836	± 1,0	1836	± 1,0	1826	± 1,0
<sup>1)</sup> Допускається граничне відхилення $\begin{matrix} +0,12 \\ -0,10 \end{matrix}$						
<sup>2)</sup> Допускається граничне відхилення $\begin{matrix} +4,0 \\ -0,5 \end{matrix}$						

<sup>3)</sup> В разі виконання вузла приведенного в перерізі відповідно до [8] Б за першим або другим варіантом приймають діаметр  $d_4 = 165^{+5,0}$  мм

<sup>4)</sup> Розмір для довідок

<sup>5)</sup> Для осей , які виготовляються з конусоподібною середньою частиною  $l_3 = 265$  мм.

Відповідно до призначення та конструкції на шийки осей типу РУ1 і РУ1Ш встановлюють роликові підшипники з зовнішнім діаметром 250 мм. Геометричні параметри даних осей приведені в табл. 2. Для вантажних вагонів з осьовим навантаженням 245 кН (25т/вісь) використовується посилена вісь РВ2Ш на яку переважно встановлюють касетні буксові вузли. Вісь колісної пари для пасажирських та вантажних вагонів нового покоління являє собою суцільний (або в окремих випадках порожнистий -перспективний) вал змінного по довжині перерізу. На шийці осі вісі встановлюються за допомогою пресової посадки дворядні конічні роликові підшипники касетного типу та напівбукси (адаптери), що в свою чергу підвищує надійність роботи даного вузла, а також зменшує необресорену частину вагона. На передпідматочинних частинах монтуються з використанням пресової посадки задньої кришки з ущільненнями букс-лабіритного кільця. На підматочинних частинах по аналогії із осями старого взірця встановлюються за допомогою пресової посадки колеса. Всі осі проектуєть відповідно до ДСТУ 22780:2009 [9] у кліматичному виконанні УХЛ за ГОСТ 15150-77. Для вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм осі виготовляють з осьової заготовки відповідно до ГОСТ 4728-89 [11].

Для всіх пасажирських (окрім моторвагонного та швидкісного руху) та вантажних вагонів використовується сталь марки ОсВ, яка має наступний хімічний склад: вуглець 0,4...0,48%; марганець 0,55...0,85%; кремній 0,15...0,35%; фосфор – не більше 0,04%; хром та нікель – не більше кожного по 0,3%; мідь – не більше 0,25%; сірка – не більше 0,45%.

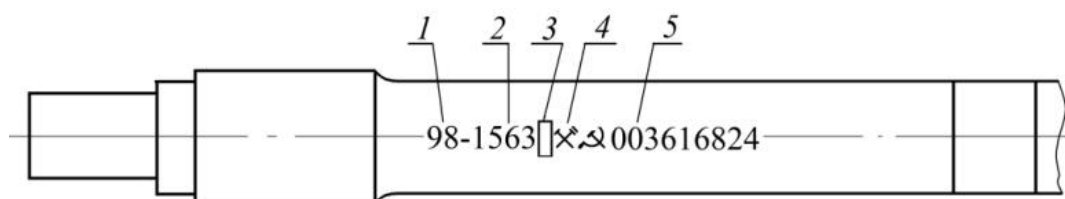
Всі інші механічні властивості матеріалу осі повинні відповідати вказаним у табл. 4.

Таблиця 3 - Розміри осей колісних пар

Тип осі	Тип вагона	Максимальне розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки, кН (тс)
PM3	моторний	196 (20)
PM5	електропоїзд	216 (22)
PU1	немоторний електро- і дизель-поїзд	186 (19)
PU1, PU1Ш	вантажний	230 (23,5)
PU1, PU1Ш	пасажирський	176,5 (18)

Таблиця 4 - Механічні властивості матеріалів вагонної осі

Тимчасовий опір при розтягуванні, МПа	Відносне подовження, %, не менше	Ударна в'язкість, МДж/м <sup>2</sup>	
		Середнє значення, не менше	Мінімальне значення
580,0 – 615,0	20,0	0,5	0,35
620,0 – 645,5	19,0	0,4	0,3
650 та більше	18,0	0,35	0,3



1 – дві останні цифри року виготовлення чорнової осі, при умові коли осі виготовлені куванням із зливка, ставлять римськими цифрами і місяць виготовлення; 2 – номер плавки на заводі; 3 – клейма ВТК (відділу технічного контролю); 4 – клейма представника замовника (УЗ); 5 – унікальний номер чорнової осі (0054 – умовний номер підприємства-виробника осей; 1684 – порядковий номер чорнової осі)

Рисунок 7 – Загальний вигляд чорнової вісі із знаками та клеймами

Параметри шорсткості чистової осі встановлені відповідно до ГОСТ 2789-73. У відповідності з ГОСТ 4008-89 гарантійний термін експлуатації чистових осей 8,5 років, а термін служби – 15 років.

Всі осі виготовляються із чорнових заготовок. Данів заготовки мають загальний вигляд, який приведено на рис. 7.

Кожна чорнова вісь має нанесені знаки маркування та клейма, що стосуються виготовлення осей відповідно до ДСТУ 31334:2009 [10].

На середній частині чорнової осі, згідно за ГОСТ 4728-1996 вибито в гарячому стані чіткі знаки висотою від 10 до 15 мм та глибиною від 1 до 3 мм де вказані клейма ВТК та представника замовника (рис. 7).

Останні документи, які Україна «гармонізувала» з ЄС - це є документи що стосуються осей колісних пар , а саме ДСТУ

## 2.2 Осі для вагонів колії 1435 мм

По аналогії як у нас в країнах ЄС теж застосовуються суцільнокатані вісі. Так в сусідній республіці Польща для підшипників кочення використовують вісі колісних пар для швидкостей більше 100 км/год наступний тип, який приведений на рис. 8.

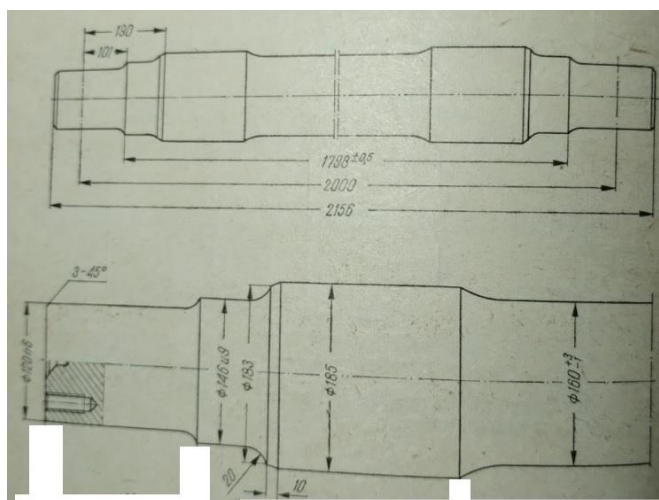


Рисунок 8 – Вісь типу А для підшипників кочення при швидкості більше 100 км /год

Для загальний вагонів та колісних пар , тільки по аналогії як і у українських вагонах в європейських вагонах є тип вісі типу В, який має торцеве кріплення гайкою і приведений на рис 9.

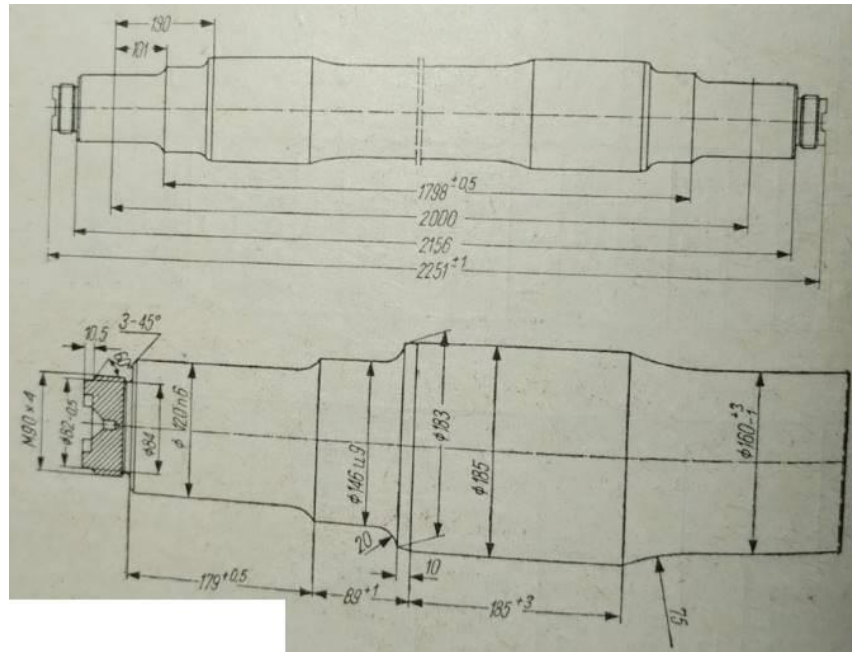


Рисунок 9 – Загальний вигляд всі типу В для колісних пар з швидкістю більше 100 км/год

Для вагонів з підвищеним осьовим навантаження в республіці Польща є вісь наступного типу , яка представлена на рис. 10. У даній вісі по геометричних розмірах передбачено діаметр шийки 130 мм- аналогічний як і у нас, але середня частина складає 160 мм, що є меншим відповідно до наших , який складає 164...165 мм.

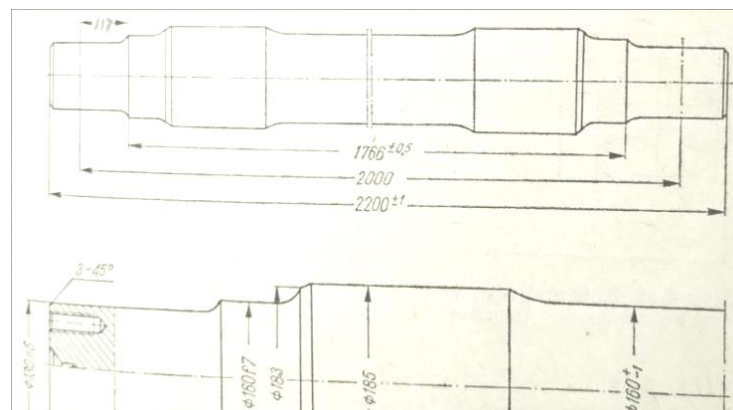


Рисунок 10 – Вісь колісної пари типу А з діаметром шийки 130 мм

Для вагонів з підвищеним осьовим навантаженням передбачені вісі, які приведені на рис.11.

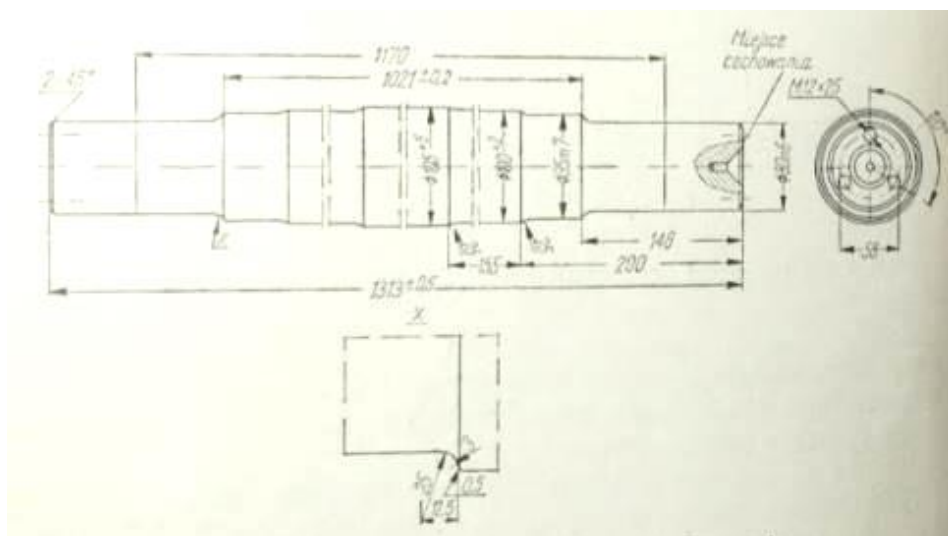
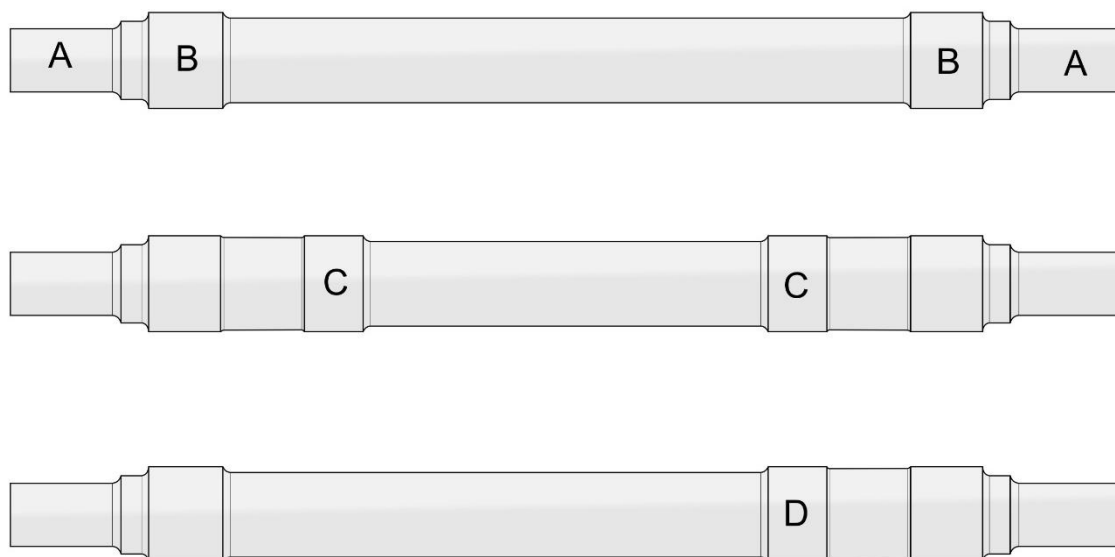


Рисунок 11 – Вісь для вагонів з підвищеним осьовим навантаженням

Якщо розглянути весь ринок осей, які продукуються в країнах ЄС то в загальному його можна поділити для суцільних осей на наступні види, які представленні на рис. 12



А- посадка- підшипників, В- посадка коліс; С – посадка гальмівних дисків; Д – посадка зубчатих коліс

Рисунок 12 – Типи вісей колісних пар в залежності від розміщення обладнання

Цей список є неповним, так як наприклад можуть бути вісі колісних пар пасажирських вагонів в яких є передбачений редуктор від середньої частини вісі. По аналогії є колісні пари в яких ставлять спеціальні перерзи для встановлення додаткового обладнання ( наприклад датчика противоюзного пристрою або іншого обладнання) до торця шийки. Тоді така вісь буде мати наступний вигляд, який приведений на рис. 13.

Для підвищення довговічності осі, особливо в посадочній частині, яка піддається пошкодженням під час монтажу/розбирання колеса, деякі виробники використовують молібденове покриття. Це покриття наноситься термічним напиленням тонкого шару молібдену на поверхню осі. На осі нанесено антикорозійне захисне покриття, за винятком посадкових зон і цапф підшипників.



Рисунок 13 – Загальний вигляд торця шийки вісі під кріплення зубчастого колеса та системи противоюзного пристрою

Також в європейських країнах , таких як Іспанія застосовують так звані телескопічні вісі ( рис. 14), які застосовуються для розсувних колісних пар типу Talgo (Bravia). Загальний вигляд такої колісної пари з телескопічною або деколи кажуть незалежною піввіссю показано на рис. 14. Дана колісна пара є так званою осьовою групою, яка складається з рами 1, що об'єднує два окремі колісні блоки 2.

Кожен з цих блоків складається з колеса, яке насаджене на свою піввісь з буксовими вузлами 5 на кінцях. Колісні блоки сполучені за допомогою спеціального пристрою 3 (середня частина вісі), який забезпечує сумісне обертання коліс. Осьова група має спеціальний механізм переміщення гальмівних башмаків 4 та систему електричних з'єднань. У зовнішній кришці внутрішньої букси по відношенню до руху поїзда, встановлено спеціальний пристрій контролю температури підшипників 6.

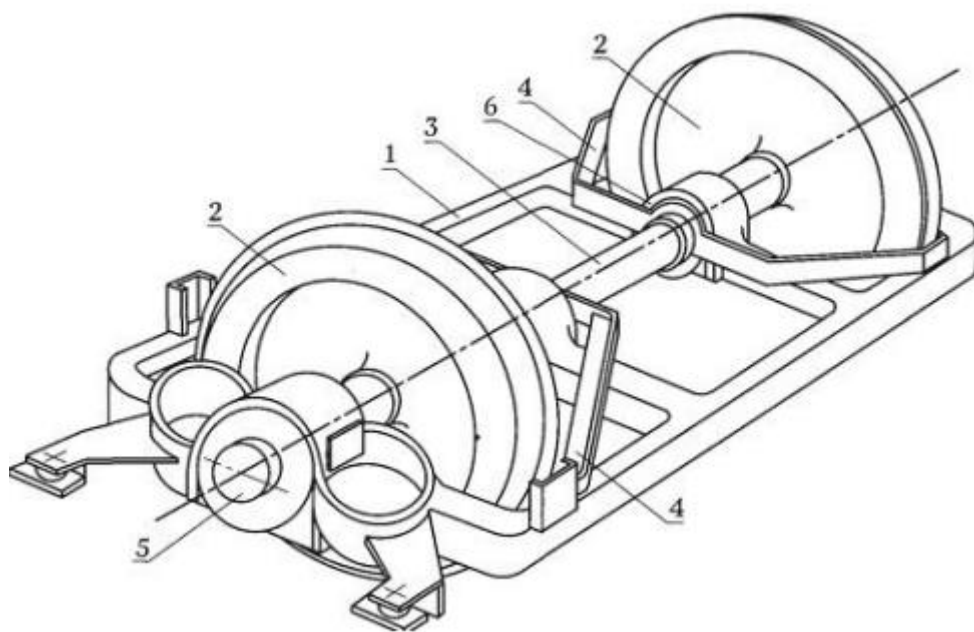


Рисунок 14 – Розсувна колісна пара Talgo з телескопічною віссю

Також у світовій практиці є варіант застосування колісних пар типу диференційного вписування в криві ділянки колії.

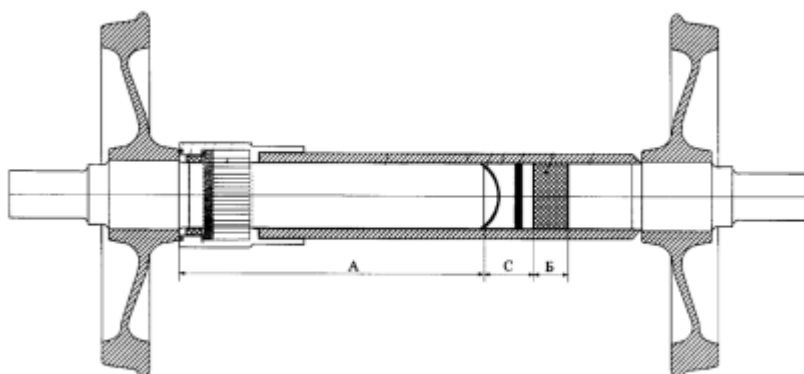


Рисунок 15 – Колісна пара типу диференційного вписування

Дана колісна пара вагона [43] для диференціального вписування в криву (рис. 15) включає два колісні диски з маточиною і вісь. Її особливістю є те, що виконано розподілення осі на відстані А від маточини лівого колеса і вирізування правої частини осі шириною С+Б, замість якої вставляються спеціальна полімерна вставка шириною С і гумометалевий елемент шириною Б, для ущільнення та створення сил розпору при виникненні поперечних сил, які виникають при проходженні вагоном кривих ділянок колії, а полімерна вставка призначена для забезпечення відповідного тертя півсфери осі колісної пари при диференціальному вписуванні в криву.

Також є ще колісні пари подібного типу (Talго)- розсувні колісні пари в яких застосовуються відповідно специфічні вісі, але даний тип – SUW2000 та DB Rafil випускались в обмеженій кількості і широкого застосування вони не отримали.

### **2.3 Порівняння параметрів та характеристик осей колії 1435 мм і 1520 мм**

Для порівняння скористаємось і будемо використовувати основні фактори, які розіб'ємо на три групи:

1. Фактори які відповідають за хімічний склад;
2. Фактори, які відповідають за фізико- механічні характеристики
3. Фактор які відповідають за геометричні параметри та характеристики

Так взявши табличні значення, які передбачені для існуючих осей і які виготовляються в Україні на сьогодні [9, 10] таблиця А1 можна зробити висновок, є відмінності по хімічному складу сталі. Так відповідно до вимог ДСТУ EN 13261:2018 [13] табл. А.1 всі осі виготовляються із сталі марки ЕА1Т та ЕА4Т, які мають наступний хімічний склад приведений в табл. 5

Таблиця 5 – Максимальний відсотковий вміст хімічних елементів для осей по ДСТУ EN 13261:2018

Марка сталі	C	Si	Mn	p	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
EA1T	0.4	0.5	1.2	0.02	0.02	0.3	0.3	0.08	0.3	0.06
EA4T	0,22 0,29	0,15 0,4	0,5 0,8	0,02	0,015	0,9 1,2	0,3	0,15	0,3	0,06

Відповідно теперішні осі колісних пар вантажних вагонів виготовляються із сталі ОсВ, яка відповідно до ДСТУ ГОСТ 4728:2014 і табл 2 має наступні значення, які приведено нижче в табл. 6

Таблиця 6 – Максимальний відсотковий вміст хімічних елементів для осей по ДСТУ ГОСТ 4728:2014

Марка сталі	C	Si	Mn	p	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
ОсВ	0,42- 0,5	0,15- 0,35	0,6 0,9	0,035	0,035	0,3	0,25	-	0,3	-

Порівнюючи ці параметри можна попередньо зробити висновок, що для сталі EA1T , яка є базовою для виготовлення вісей є більш жорсткіші параметри по хімічному складу. Відносно сталі типу ОсВ. А порівнюючи параметри сталі ОсВ та EA4T то можна сказати , що сталь ОсВ є кращою по окремим параметрам, але по вмісту фосфору та сірки – що є негативними чинниками для виробів які працюють при знакозмінних навантаження ( втому) – сталь EA4T є кращою

Порівнюючи наступну групу факторів, що відносяться до фізико- механічні характеристик сталей для осей знову ж таки скористаємось даними нормативними документами та випишемо їх значення у табличній формі.

Таблиця 7 - Фізико- механічні характеристики сталі по ДСТУ EN 13261:2018

Марка сталі	Поздовжня ударна в'язкість (Н/мм <sup>2</sup> )	Поперечна ударна в'язкість (Н/мм <sup>2</sup> )	Значення границі витривалості (Н/мм <sup>2</sup> )	Границя текучості (Н/мм <sup>2</sup> )	Відносне видовження (%)
EA1T	≥25	≥25	≥200	550-700	≥24
EA4T	≥40	≥25	≥240	650-800	≥18

Таблиця 8 - Фізико- механічні характеристики сталі по ДСТУ ГОСТ 4728:2014

Марка сталі	Поздовжня ударна в'язкість (Н/мм <sup>2</sup> )	Поперечна ударна в'язкість (Н/мм <sup>2</sup> )	Ударна в'язкість (Н/мм <sup>2</sup> )	Значення границі витривалості (Н/мм <sup>2</sup> )	Границя текучості (Н/мм <sup>2</sup> )	Відносне видовження (%)
ОсВ	відсутня	відсутня	Від 19 шийка Від 29 підматочина і інші	520-800	550-650	18-20

Знову ж таки порівнюючи параметри сталі EA1T та ОсВ можна зробити висновок, що сталь типу EA1T є більш кращою і по цим параметрам.

І останні фактори, що будемо порівнювати – це фактори, які відповідають за геометричні параметри та характеристики. Порівнювати дані фактори не є доцільним- так як розміри вісей є різними, але судячи по діаметру шийки вісі та середньої частини, можна зробити висновки, що ісі колісних пар, які курсують по країнам ЄС є дещо меншими за розміри вітчизняних. Так, для прикладу діаметр шийки вісі у країнах ЄС складає 120 мм і у окремих випадках може сягати 130 або 150 мм. Це пояснюється тим, що в переважній більшості осьові навантаження є

меншими ніж на у вагонах колії 1520 мм. Так у вагонах ЄС середнє навантаження на вісь складає 22,5 т/вісь , а у нас – 23,5 т/вісь.

## **Висновки до розділу 2**

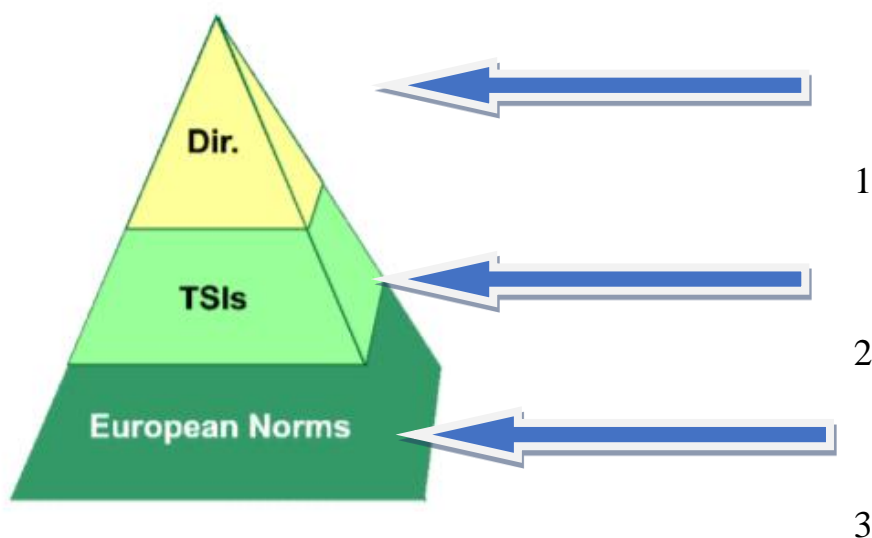
Беручи до уваги те, що було написано в даному розділі можна прийти до наступних висновків:

- як Україні так і в країнах ЄС переважно застосовують суцільнокатані вісі;
- матеріали вісей які експлуатуються повинні за останніми значеннями та прийняттям документів відповідати параметрам сталі EA1T або її дорожчого варіанту EA4T, які застосовуються для швидкісного рухомого складу;
- більш доцільно переходити до нового матеріалу сталей при умові використання вітчизняних вагонів на залізницях ЄС, які б могли б вільно та безперешкодно курсувати по залізницям ЄС та відповідати вимогам інтеперабельності та забезпечення безпеки руху;
- при виготовлені вісей інших розмірів є вже готова база даних по характеристиках матеріалів для визначення ресурсу, так що можна відійти від дорогих та тривалих випробуваннях матеріалів для визначення границі руйнування при циклічних навантаження, довговічності , що би дозволило проводити тільки розрахунки за допомогою спеціалізованих програмних комплексів або модулів.

### 3 НОРМАТИВНО- ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ, РЕМОНТУ ТА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ

В даному пункті буде приведено перелік нормативно- технічної літератури з вказанням чинності або відміни на території України та країн ЄС.

В ЄС існує наступна структура ( ієрархія) по нормативними документами в області залізничного транспорту, яка приведена на рис. 16.



1 - Директива ЕС (DIRECTIVE (EU) 2016/797, 2016/798 та інші

2 - TSI WAG Guide for the application of the WAG TSI According to Framework Mandate C(2007)3371 final of 13/07/2007

3 - Нормативні документи ЕС , ОСЖД і країн учасників перевізного процесу (EN, ДСТУ, PN,.....)

Рисунок 16 – Ієрархія нормативно- технічної документації в області залізничного транспорту

### 3.1 Нормативно – технічна документація залізниць колії 1520 мм для осей колісних пар вагонів

Основні нормативні документи що стосуються осей колісних пар це чинність даного документа:

Таблиця 9 – Нормативно – технічна документація по виготовленню, ремонту та експлуатації вісей колісних пар вагонів

№ п/п	Назва документа	Чинність
1.	СТП 04-001:2015. Колісні пари вантажних вагонів. Правила технічного обслуговування, ремонту та формування	так
2.	ДСТУ ГОСТ 22780:2009 (ИСО 1005–9–86). Оси для вагонов железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Типы, параметры и размеры (ГОСТ 22780-93 (ИСО 1005-9-86), IDT) (Осі для вагонів залізниць колії 1520 (1524) мм. Типи, параметри і розміри)	так
3.	ГОСТ 1778—70 (ИСО 4967—79) Сталь. Металлографические методы определения неметаллических включений 1)	тні
4.	ДСТУ ISO 4967:2017 (ISO 4967:2013) Сталь. Определение содержания неметаллических включений. Металлографический метод оценки по стандартным шкалам (ISO 4967:2013, IDT)	так

5.	ГОСТ 2789—73 Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики	так
6.	ГОСТ 4728—96 Заготовки осевые для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия	ні
7.	ДСТУ ГОСТ 4728:2014 Заготовки осевые для железнодорожного подвижного состава. Технические условия (ГОСТ 4728-2010, IDT). С поправкой	так
8.	ГОСТ 5639—82 Стали и сплавы. Метод выявления и определения величины зерна	ні
9.	ГОСТ 7565—81 (ИСО 377-2—89) Чугун, сталь и сплавы. Метод отбора проб для определения химического состава	ні
10.	ДСТУ 8922:2019 Сталь, чавун та сплави. Відбирання та готування проб для визначення хімічного складу	так
11.	ДСТУ ГОСТ 31334:2009. Осі для рухомого складу залізниць колії 1520 мм (ГОСТ 31334-2007, IDT). Технічні умови	так
12.	ГОСТ 4728-89 Заготовки осевые для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия	ні
13.	ГОСТ 8026—92 Линейки поверочные. Технические условия	ні
14.	ГОСТ 9454—78 Металлы. Методы испытания на ударный изгиб при пониженных, комнатной и повышенных температурах	Так (тимчасово)
15.	ГОСТ 10243—75 Сталь. Методы испытаний и оценки макроструктуры	ні

16.	ГОСТ 11018—2000 Тяговый подвижной состав железных дорог колеи 1520 мм. Колесные пары. Общие технические условия	так
17.	ДСТУ ГОСТ 31847:2016 Колесные пары специального подвижного состава. Общие технические условия (ГОСТ 31847-2012, IDT)	так
18.		
19.	ГОСТ 20415—82 Контроль неразрушающий. Методы акустические. Общие положения	ні
20.	ДСТУ EN ISO 18081:2019 Неруйнівний контроль. Акустико-емісійний контроль (АТ). Виявлення витоку за допомогою акустичної емісії (EN ISO 18081:2016, IDT; ISO 18081:2016, IDT)	так
21.	ДСТУ EN 15495:2016 (EN 15495:2007, IDT) Неруйнівний контроль. Акустична емісія. Контролювання металевого устаткування, яке працює під тиском, під час контрольних випробовувань. Визначення місцеположення джерел акустичної емісії	так
22.	ДСТУ EN ISO 17637:2017 Неруйнівний контроль зварних швів. Візуальний контроль з'єднань, виконаних зварюванням плавленням (EN ISO 17637:2016, IDT; ISO 17637:2016, IDT)	так
23.	ГОСТ 21105—87 Контроль неразрушающий. Магнитопорошковый метод	ні
24.	ДСТУ EN ISO 9934-1:2018 Неруйнівний контроль. Магнітопорошковий контроль. Частина 1. Загальні вимоги (EN ISO 9934-1:2016, IDT; ISO 9934-1:2016, IDT)	так

25.	ГОСТ 30552—98 Заготовки профильные (необработанные оси) для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Припуски и допуски	ні
26.	ДСТУ ГОСТ 6507:2009 Микрометры. Технические условия (Мікрметри. Технічні умови)	так

Проаналізувавши дані які були зібрані за допомогою сайту «Будстандарт» можна сказати, що велика кількість нормативних документів є перероблено і має чинні, про те є ряд документів- чинність яких вже втрачена, а нового документу просто немає. Такий варіант є можливим в перехідних процесах інтеграції системи нормативно- технічної документації при переході з однієї (бувшого СРСР) до європейської.

### **3.2 Нормативно – технічна документація залізниць колії 1435 мм для осей колісних пар вагонів**

По аналогії робимо таку саму таблицю та виписуємо всі документи, що відносяться до експлуатації та виготовлення вісей колісних пар , правда вже з нормативними документами ЄС

Таблица 10 – Перелік нормативних документів країн ЄС що відносяться до виготовлення та випробування вісей рухомого складу залізниць

№ п/п	Назва документу	Чинність
1.	EN 13261:2009+A1:2010, Railway applications — Wheelsets and bogies — Axles — Product requirements	так

## Продовження таблиці 10

№ п/п	Назва документу	Чинність
2.	EN 15313, Railway applications - In-service wheelset operation requirements - In-service and off-vehicle wheelset maintenance EN 15663, Railway applications - Vehicle reference masses	так
3.	EN 22768-1 General tolerances — Part 1: Tolerances for linear and angular dimensions without individual tolerance indications (ISO 2768-1:1989)	так
4.	EN 22768-2 General tolerances — Part 2: Geometrical tolerances for features without individual tolerance indications (ISO 2768-2:1989)	так
5.	EN ISO 643:2003 Steels — Micrographic determination of the apparent grain size (ISO 643:2003)	так
6.	EN 20898-2:1993 Mechanical properties of fasteners — Part 2: Nuts with specified proof load values — Coarse thread (ISO 898-2:1992)	так
7.	EN 1330-2:1998, Non destructive testing - Terminology - Part 2: Terms common to the non-destructive testing methods	так
8.	EN 1330-9:2000, Non-destructive testing - Terminology - Part 9: Terms used in acoustic emission testing	так
9.	EN 13477-1, Non-destructive testing - Acoustic emission - Equipment characterisation - Part 1: Equipment description	так

## Продовження таблиці 10

№ п/п	Назва документу	Чинність
10.	EN 13477-2, Non-destructive testing - Acoustic emission - Equipment characterisation - Part 2: Verification of operating characteristic	так
11.	EN 14584, Non-destructive testing - Acoustic emission - Examination of metallic pressure equipment during proof testing – Planar location of AE sources	так
12.	EN 13260, Railway applications — Wheelsets and bogies — Wheelsets — Product requirements	так
13.	EN ISO 2409:2007 Paints and varnishes — Cross-cut test (ISO 2409:2007)EN ISO 2808:2007 Paints and varnishes — Determination of film thickness (ISO 2808:2007)	так
14.	EN ISO 9227:2006 Corrosion tests in artificial atmospheres — Salt spray tests (ISO 9227:2006)	так
15.	EN ISO 14284:2002 Steel and iron — Sampling and preparation of samples for the determination of chemical composition (ISO 14284:1996)	так
16.	SO 4967:1998 Steel — Determination of content of non-metallic inclusions — Micrographie method using standard diagrams	так
17.	ISO 5948:1994 Railway rolling stock material — Ultrasonic acceptance testing	так
18.	ISO 6933:1986 Railway rolling stock material — Magnetic particle acceptance testing	так

## Продовження таблиці 10

№ п/п	Назва документу	Чинність
19.	ISO/TR 976922 Steel and iron — Review of available methods of analysis	так

Проаналізувавши документи які наведені в основних документах, можна зробити висновок, що в актуалізація нормативних документів і посилання на них є чинне, а відповідно не потрібно шукати актуалізовані документи чи їхню чинність.

Деякі з цих документів пакетом були прийняті Україною в рамках переходу на європейську систему нормативних документів, але є ряд документів, які необхідно доповнити та дотримуватись, тому що існує різниця по вимогам до виробів, матеріалів, проведення розрахунків та інше.

### Висновки до розділу 3

В даному розділі був здійснений аналіз документів, що стосуються виготовлення, контролю та випробувань вісей колісних пар вагонів. Виходячи з нього можна констатувати, що потрібно ще доопрацювати вітчизняні документи, так як по деяким позиціям у нас відсутні або є недіючі нормативні документи.

## 4. ДОСЛІДЖЕННЯ РЕСУРСУ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ТИПУ РУ1Ш ТА Р2В

Дослідження будемо проводити використовуючи програмний комплекс Solid Works та нормативний документ- ДСТУ 7774:2015. Слід зауважити , що при побудові вісі сама твердотільна модель будувалась відповідно наявних креслень та рисунків , які наведені в вище нормативних документах.

### 4.1. Побудова розрахункової 3-D моделі та її розрахунок на довговічність

Створення 3D моделі осі колісної пари. У стартовому вікні програми SolidWorks використовуючи відповідні програми та команди проводимо зарисовування контуру (профілю вісі до осі симетрії). Даліше проводимо обертання навколо осі і отримуємо модель вісі.

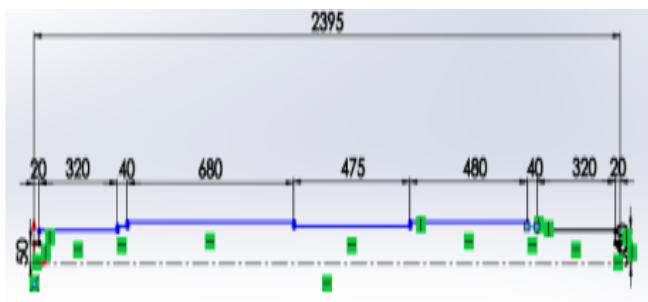
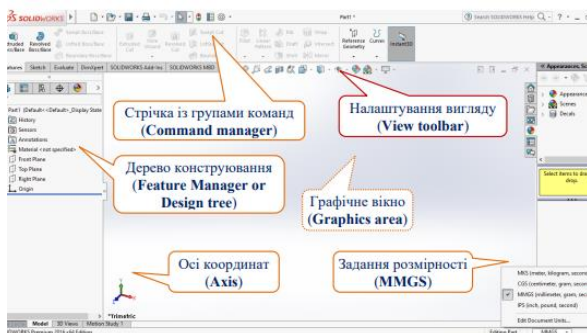


Рисунок 17 – Порядок побудови твердотільної моделі вісі колісної пари

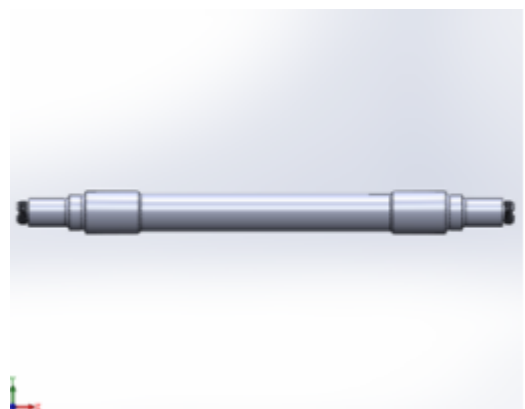
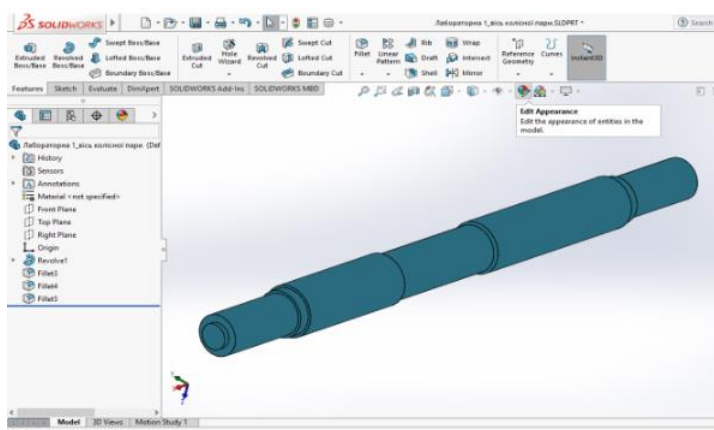


Рисунок 18 - Загальний вигляд твердотільної моделі вісі колісної пари типу РУ1

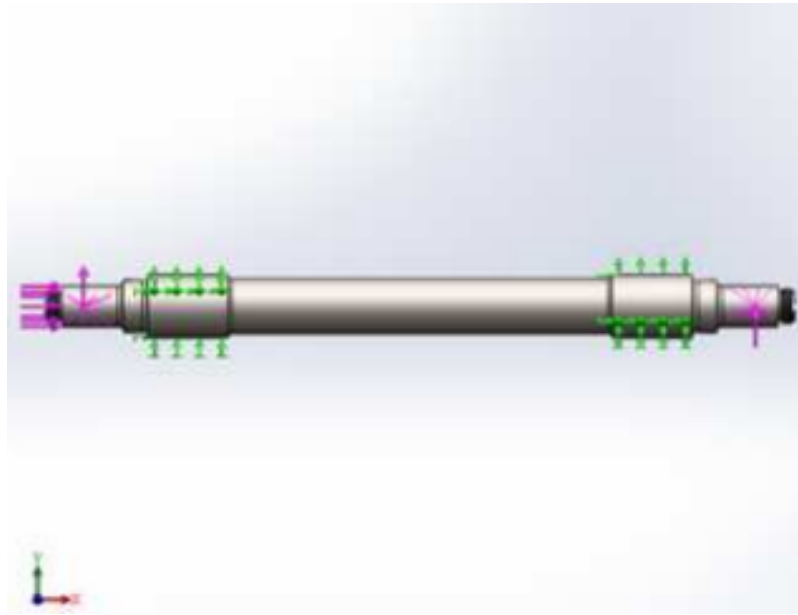


Рисунок 19 – Розрахункова модель з прикладанням вертикальних та бокових сил

Всі навантаження які прикладаються до твердотільної моделі приймаються у відповідності з ДСТУ-7774:2015.

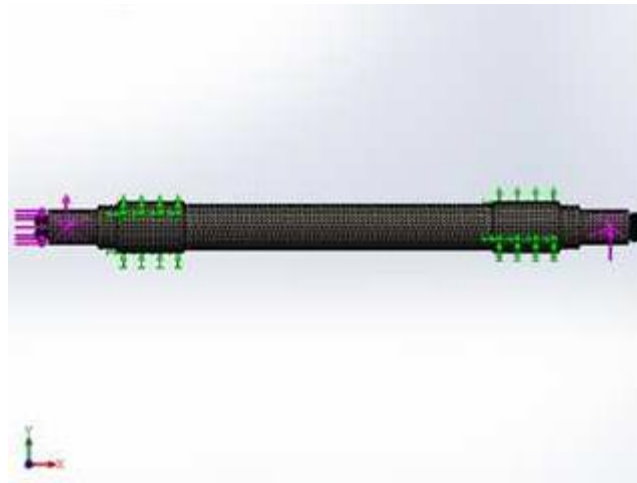


Рисунок 20 - Кінцево- елементна модель

Розмір сітки для скінченних елементів при розрахунку вісі обирався за допомогою графоаналітичного методу і уточнювався до розміру від 2 мм до 2,5 мм. І в кінцевому, найкращий варіант був прийнятий 2,0 мм. Такий розмір

елементів (тетраєдрів) в скінченно-елементної сітці дозволяє з більшою точністю обчислювати напруження у розрахункових перетинах та більш точно визначити характер розподілення напружень. Навантаження моделі проводилось до місць встановлення буксових вузлів, а обпирання в зоні підматочної частини і здійснювалось в площинах глобальної системи координат (OXYZ). При розрахунках вісь закріплювалась за підматочинні частини (переміщення по осях Z і Y та мала три степені вільності прирівнювалися до 0, а по осі X закріплення здійснювалось з однієї сторони, по аналогії як колесо упреться в рейку). Така розрахункова модель дозволяє імітувати та виконувати різні варіанти навантаження з оцінкою напружено-деформованого стану осі з визначенням місць концентрації напружень. Під час розрахунку моделі було прийнято такі припущення та умови: вісь по розмірам при розрахунку на довговічність має постійні розміри; матеріал осі використали традиційну конструкційну вуглецеву якісна сталь марки ОсВ; матеріал осі працює в пружній зоні деформації і має постійні характеристики – модуль пружності  $E = 2,1 \times 10^5$  МПа і коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$ , пластичні фактори теорії пружності я не враховував. Максимальні напруження, які були розраховані та виникають в осі пасажирського вагона за найбільш несприятливих умов завантаження ( відповідно до ДСТУ 7774:2015, не перевищують 52,5 МПа, що відповідає та задовольняє вимоги чинних нормативних документів [3] та рис. 21.

Максимальні напруження, що виникають при розрахунках в осі пасажирського вагона за найбільш несприятливих умов завантаження, знаходяться біля галтелі в зоні переходу від шийки до передпідматочинної частини осі і не перевищують 52 МПа. Це набагато менше допустимих напружень для шийки осі пасажирського вагона, які для незміцненої осі складають 80 МПа. Після проведення розрахунку на міцність отримані результати дали можливість виконати розрахунки на міцність на втому. У програмному комплексі на першому етапі проводиться статичне вирішення з визначенням еквівалентних напружень, а потім розрахунок утоми або на втомну міцність ( довговічність).

Аналіз утомної міцності виконується в модулі Mechanical після лінійного статичного вирішення поставленої задачі. Обчислення у втомному модулі виконуються незалежно від обчислень аналізу напруженодеформованого стану.

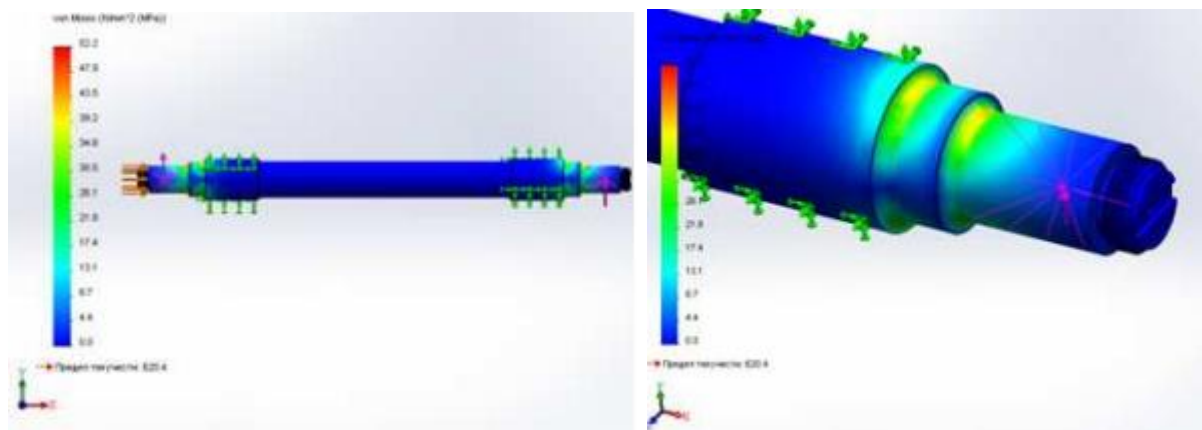


Рисунок 21 - Результати розрахунку на еквівалентні напруження

У статичному вирішенні вказуються миттєві параметри і з чим порівнювати їх, і всі дані щодо розрахунку втоми потрібно ще додатково вносити. Якщо розглядати втому то вона відноситься до циклічного навантаження або навантаження, що періодично повторюється (знакоперемінні напруження та сили). На практиці втомні випробування зазвичай проводяться при одноосьовому напруженому стані. Тому для їх визначення необхідно перетворення багатовісного напруженого стану до однієї скалярної величини для визначення числа циклів до руйнування при даній амплітуді напруження. Навантаження в реальних умовах відбувається з непостійною амплітудою. При оцінці стараються зберегти пропорційність навантаження із застосуванням підходу – так званого «падаючий дощ» (RAIN FLOW). Цей метод розроблений спеціально для конвертації напружень, що змінюються нерівномірно, в цикли, які використовуються для втомних обчислень при яких амплітуда є визначеною ( сталою). При цьому підраховуються цикли з різними середніми значеннями і різними амплітудами, а вже після цього виконуються втомні обчислення.

В кінцевому для підсумовування пошкоджень осі колісної пари використовують за допомогою правила Полгрема–Майнера, згідно якого кожен цикл зі своїм середнім напруженням і амплітудою «витрачає» деяку частку доступної довговічності. Правило Полгрема–Майнера передбачає виконання рівності, при якій відбувається руйнування конструкції. Отже, згідно цього правила, будь-яка довільна історія навантаження при різноманітних значеннях амплітуд та навантажень може бути розбита на матрицю «стовпчиків» – кількість циклів з одним середнім значенням і розмахом напружень. Для виконання втомних обчислень переважно використовуються два набори або види навантажень.

Оскільки залежність напружень в осі колісної пари від деформації змінюється тобто є нелінійною через особливості виготовлення і зміцнення, а сама вісь колісної пари за міцнісними характеристиками довговічності переходить до третьої області графіка кривої витривалості, а саме до області «необмеженої довговічності». В результаті виконання розрахунків було отримано епюри втомної довговічності осі колісної пари пасажирського вагона, які зображені на рис.22.

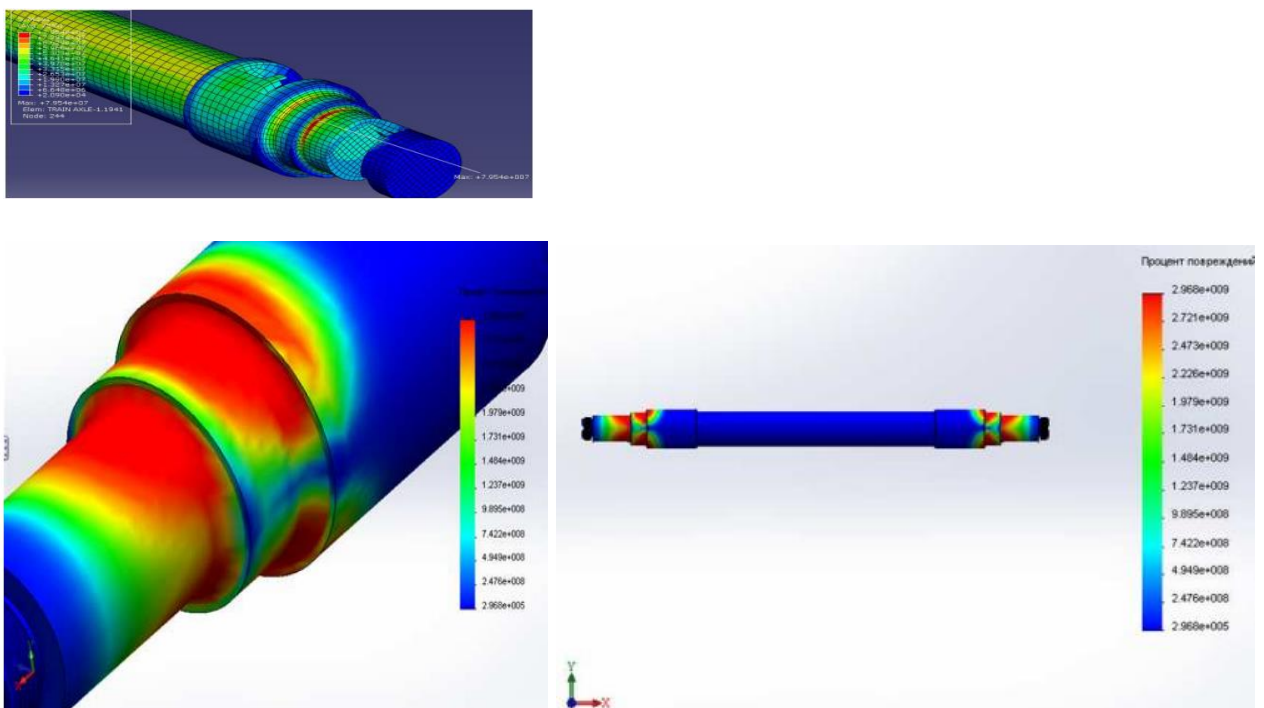


Рисунок 22 – Результати розрахунку на втомну міцність

В кінцевому при проведених розрахунках вісь колісної пари при заданих навантаженнях та стандартизованому, яке взяли з таблиць та занесли при

розрахунку в матрицю матеріалу, значенні межі витривалості сталі ОсВ вісі може витримати до  $6,2 \cdot 10^9$  циклів навантаження. Якщо взяти середній добовий пробіг вагона, який відповідно до праці [4] складає приблизно 1000 км, та перевести його в роки то це відповідатиме строку експлуатації осі 48 років. Порівнюючи його з гарантійними значеннями, які надають виробники то це значення є більшим у 3,2 рази.

Підсумовуючи проведений розрахунок можна зробити наступні висновки: сила при найбільш несприятливому збігу навантажень або іншими словами розрахункова сумарна вертикальна сила, що діє та прикладається на одну з шийок осі (без урахування дії сил інерції) складатиме 109 кН (приблизно 10 тс). Вертикальне інерційне навантаження, яке діє на вісь при проходженні кривих ділянок колії рівне 17 кН. При розрахунку розроблено твердотільну геометричну модель колісної пари РУ1-950 з урахуванням загальних конструктивних особливостей, яка в подальшому була перетворена та генерована у скінченно-елементну модель, що складалась із 212753 скінченних елементів та 2130210 вузлів типу тетраєдр з розміром елемента 2 мм. При розрахунках визначено, що найбільш уразливим місцем в осі є галтель у місці переходу від шийки до передпідматочинної частини осі, де виникають найбільші напруження і складають 52 МПа. По отриманим еквівалентним напруженням з урахуванням властивостей матеріалу виконано розрахунок осі на втому при якому було отримано значення рівні  $6,2 \cdot 10^9$  циклів навантажень, що в перерахунку на роки склало 48 років експлуатації.

#### **4.2 Побудова аналітичної моделі та її розрахунок та її розрахунок на довговічність**

Розрахунок вісі колісної пари та визначення коефіцієнту запасу міцності проводиться згідно ДСТУ 7774:2015 [3] стор. 85-94. Відповідно до цього нормативного документу є наступна розрахункова схема, яка приведена на рис. 24. Розрахунок проводять по п'яти розрахункових перерізах :

I-I — по шийці вісі, а саме по внутрішньому торцю кільця заднього підшипника;

II -II — по шийці вісі, а саме на відстані  $a$  від торця передпідматочинної частини, для осей з галтелями згідно з ДСТУ ГОСТ 22780 приймають  $a = 10$  мм;

III - III — по підматочинній частини в площині круга кочення колеса;

IV - IV — по середній частині осі;

V— V — середньої частини осі на відстані  $2/3$  довжини криволінійної ділянки від кінця підматочинної частини.

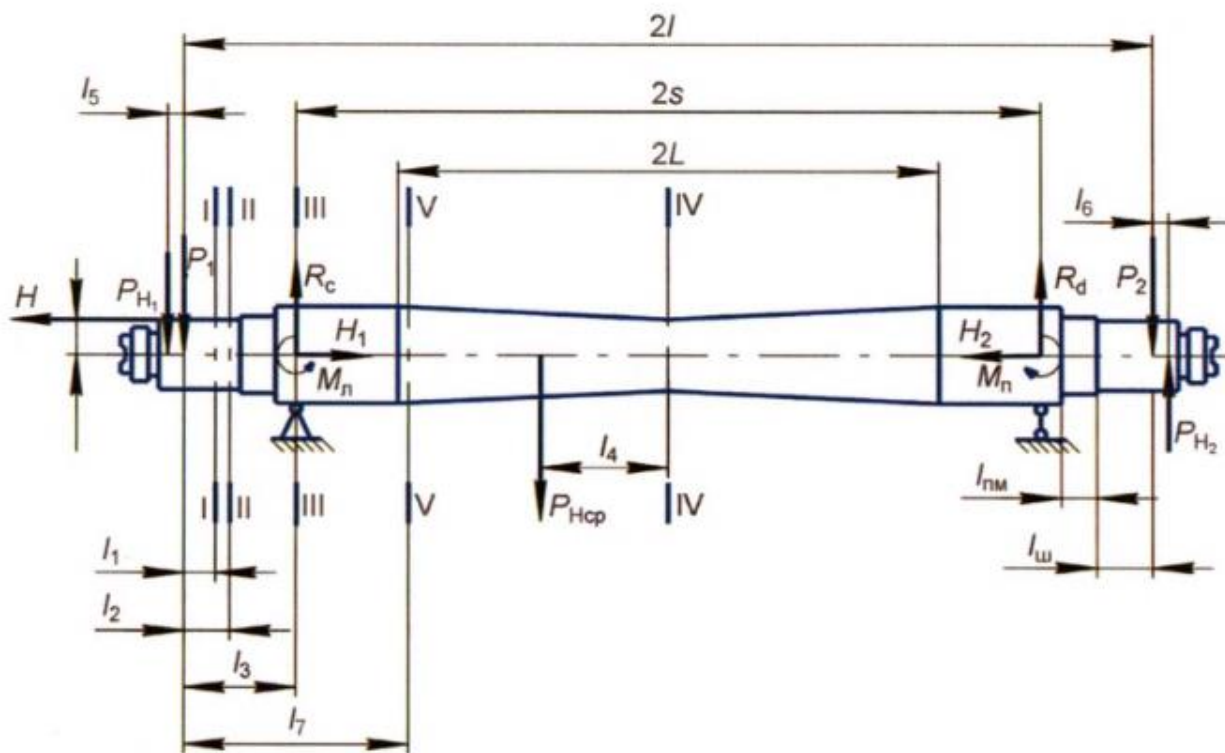


Рисунок 23 –Схема прикладання сил до вісі при ймовірному способі розрахунку

Для кожного розрахункового перерізу знаходять коефіцієнт запасу міцності, який для вісі обчислюється за формулою:

$$N = \alpha \frac{\sigma_{-D}}{2\sigma_{0min}},$$

де  $[n]$  – допустимий коефіцієнт запасу по втомі

$\bar{\sigma}_{-1D}$  - середнє значення границі витривалості осі (за амплітудою) за сталим режимом навантажування та круговим згином (симетричний цикл) на базі випробування  $n_0 = 10^8$  циклів, Па

$\sigma_{\alpha,e}$  - розрахункове значення амплітуди умовного (розрахункового) циклу стаціонарного навантажування осі в разі кругового згину, зведеного до бази  $n_0 = 10^8$  циклів, дія якого за накопиченими пошкодженнями еквівалентна дійсному нестаціонарному експлуатаційному режиму за розрахунковий термін служби осі, Па.

Перед цим слід зауважити, що потрібно визначити наступні показники, та сили, які прописано в ДСТУ 7774:2015 табл 10.3.

Відповідно підставивши вихідні значення для розрахунку вісі отримаємо наступні показники, які будемо згідно ДСТУ 7774:2015 табл 10.3 визначати.

Для початку визначаємо вертикальне статичне навантаження прикладене до шийки вісі:

$$P_{cm} = \frac{1 + \lambda}{2} \cdot \frac{m_{бр} - n \cdot m_{кп} + 2 \cdot n \cdot m_{ш}}{2 \cdot n} \cdot g, \quad (2)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт використання вантажопідйомності вагону,  $\lambda = 0,9$ ;

$n$  – кількість колісних пар у вагоні,  $n=4$ ;

$m_{бр}$  – маса-брутто вагона з екіпіровкою,  $m_{бр} = 60000$  кг;

$m_{ш}$  – маса консольної частини вісі до кола кочення колеса (шийки),  $m_{ш}=50$  кг

$m_{кп}$  – маса колісної пари без врахування букс,  $m_{кп}=1200$  кг.

$$P_{ст} = \frac{1 + 0.9}{2} \cdot \frac{60000 - 4 \cdot 1200 + 2 \cdot 4 \cdot 50}{2 \cdot 4} \cdot 9.81 = 99.7 \text{ кН}$$

Дальше визначаємо згинальні моменти по відповідних п'яти розрахункових перерізах.

Визначаємо згинальний момент від дії вертикального статичного навантаження в перерізі I-I:

$$M_{01} = P_{\text{ст}} \cdot l_1 \quad (3)$$

де  $l_1$  - відстань від лінії прикладання вертикальної сили до шийки вісі в перерізі I-I,  $l_1=0,06$  м. Підставивши значення отримаємо

$$M_{01} = 99.7 \cdot 0,06 = 5.982 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Визначаємо згинальний момент від дії вертикального статичного навантаження в перерізі II-II:

$$M_{02} = P_{\text{ст}} \cdot l_2 \quad (4)$$

де  $l_2$  — відстань від лінії прикладання вертикальної сили до шийки вісі в перерізі II-II,  $l_2=0.09$  м. Підставивши значення отримаємо

$$M_{02} = 99.7 \cdot 0,09 = 8.973 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Визначаємо згинальний момент від дії вертикального статичного навантаження в перерізі III-III:

$$M_{03} = P_{\text{ст}} \cdot l_3 \quad (5)$$

де  $l_3$  - відстань від лінії прикладання вертикальної сили до шийки вісі в перерізі III-III,  $l_3=0,258$  м. Підставивши значення отримаємо

$$M_{03} = 99.7 \cdot 0,258 = 25.723 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Дальше визначаємо згинальний момент від дії вертикального статичного навантаження в перерізі IV-IV:

$$M_{04} = P_{\text{ст}} \cdot l \quad (6)$$

де  $l = 2l/2 = 2036/2 = 1018$  мм = 1,018 м.

$$M_{04} = 99.7 \cdot 1,018 = 101.495 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Наступний визначаємо згинальний момент від дії вертикального статичного навантаження в перерізі V-V:

$$M_{05} = P_{\text{ст}} \cdot l_7 \quad (7)$$

де  $l_7$  - відстань від лінії прикладання вертикальної сили до перерізу V-V,  $l_7=0,457$  м

$$M_{05} = 99.7 \cdot 0,457 = 45.563 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Наступний етап це - визначення коефіцієнта вертикальної динаміки:

$$K_{\text{дв}} = \lambda_{\text{в}} \cdot \left( A + B \cdot \frac{V}{f_{\text{ст}}} \right) \quad (8)$$

де  $\lambda_{\text{в}}$  - коефіцієнт використання вантажопідйомності вагона,  $\lambda_{\text{в}}=1$ ;

A і B - коефіцієнти, A=0,03, B=6·10<sup>-4</sup>;

V — розрахункова швидкість, V=25 м/с

$$K_{дв}=1 \cdot (0.03 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot 25 / 0.05) = 0.33$$

Відповідно до ДСТУ 7774:2015 Визначаємо вертикальну динамічну силу від коливань кузова на ресорах:

$$P_d = P_{ст} \cdot K_{дв} \quad (9)$$

$$P_d = 99.7 \cdot 0.33 = 32.901 \text{ кН}$$

Визначаємо динамічну силу від відцентрової сили в кривих ділянках колії згідно з виразом:

$$P_{к.ц.} = \left( \frac{P_{ст}}{g} \cdot \gamma_{ц} \cdot \frac{h_k}{l} \right), \quad (10)$$

де  $\gamma_{ц}$  - допустиме непогашене відцентрове прискорення вагону в кривій  $\gamma_{ц} = 0,07 \cdot g = 0.07 \cdot 9.81 = 0.687$ ;

$h_k$  — висота центру ваги повністю завантаженого вагону, за виключенням ваги колісних пар,  $h_k = 2.25$ ;

$$P_{к.ц.} = ((99.7 / 9.81) \cdot 0.687 \cdot 2.25 / 1.018) = 15.432 \text{ кН}$$

Визначаємо сумарну вертикальну силу на ліву шийку вісі:

$$P_1 = P_{ст} + P_d + P_{к.ц.} \quad (11)$$

$$P_1 = 99.7 + 32.907 + 15.432 = 148.033 \text{ кН}$$

Дальше визначаємо сумарну вертикальну силу на праву шийку вісі:

$$P_2 = P_{ст} - P_{к.ц.},$$

$$P_2 = 99.7 - 15.432 = 84.268 \text{ кН}$$

Визначаємо прискорення лівого буксового вузла відповідно до формули у ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$\gamma_{в1} = \frac{C+D \cdot V}{\sqrt{m_{нк}}}, \quad (13)$$

де  $m_{нк}$  – маса необресорених частин, яка приходить від колеса на рейку;

$$m_{нк} = \frac{1}{2} \cdot m_{кп} + m_p + m_b, \quad (14)$$

$C$  і  $D$  – коефіцієнти,  $C=2000$ ;  $D=130$ ;

$m_p$  – маса половини бокової рами візка вантажного вагону,  $m_p = 243$  кг;

$m_b$  – маса букси вантажного вагону і жорстко зв'язаних з нею необресорених (частин) деталей,  $m_b = 107$  кг;

$m_{кп}$  – маса колісної пари без букс,  $m_{кп} = 1200$  кг.

$$M_{нк} = 1/2 \cdot 1200 + 243 + 107 = 950 \text{ кг}$$

$$\gamma_{в1} = \frac{2000 + 130 \cdot 25}{\sqrt{950}} = 170.33 \text{ м/с}^2$$

Визначаємо прискорення правого буксового вузла:

$$\gamma_{в2} = \frac{l_3}{l_3 + 2S} \cdot \gamma_{в1} \quad (15)$$

де  $2S$  – відстань між колами катання коліс однієї колісної пари,  $2S = 1580$  мм = 1.58 м.

$$\gamma_{в2} = \frac{0.258}{0.258 + 1.58} \cdot 170.33 = 23.91 \text{ м/с}^2.$$

Визначаємо прискорення лівого колеса, приймаючи, що прискорення правого колеса дорівнює нулю відповідно до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$\gamma_c = \frac{2S}{l_3 + 2S} \cdot \gamma_{B1} \quad (16)$$

$$\gamma_c = \frac{1.58}{0.258 + 1.58} \cdot 170.33 = 146.421 \text{ м/с}^2.$$

Визначаємо вертикальне інерційне навантаження на ліву шийку вісі:

$$P_{H1} = m_{\Sigma} \cdot \gamma_{B1} \quad (17)$$

де  $m_{\Sigma}$  — маса необресорених частин, які опираються на шийку вісі, включаючи і власну вагу.

$$m_{\Sigma} = m_{ш} + m_{\sigma} + m_p = 50 + 107 + 243 = 400 \text{ кг}$$

Тоді сила буде рівною

$$P_{H1} = 400 \cdot 170.33 = 68.138 \text{ кН}$$

Визначаємо вертикальне інерційне навантаження на праву шийку вісі:

$$P_{H2} = m_{\Sigma} \cdot \gamma_{B2} \quad (18)$$

$$P_{H2} = 400 \cdot 23.91 = 9.564 \text{ кН}$$

Визначаємо вертикальне інерційне навантаження від лівого колеса на рейки до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$P_{Hk} = m_k \cdot \gamma_c \quad (19)$$

$$P_{Hk} = 400 \cdot 146.421 = 58.568 \text{ кН}$$

Визначаємо вертикальне інерційне навантаження на середню частину вісі до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$P_{\text{нсер}} = \frac{1}{2} m_c \cdot \gamma_c \quad (20)$$

де  $m_c$  - маса середньої частини вісі,  $m_c=300$ кг.

$$P_{\text{нсер}} = \frac{1}{2} \cdot 300 \cdot 146.421 = 21.963 \text{ кН.}$$

Визначаємо коефіцієнт горизонтальної динаміки до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$K_r = \lambda_r \cdot \delta \cdot (E + F \cdot V), \quad (21)$$

де  $\lambda_r=1$ ,  $\delta_r=1 \cdot 10^{-3}$ ,  $E=40$ ,  $F=3,9$ .

$$K_r = 1 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot (40 + 3.9 \cdot 25) = 0.138$$

Визначаємо рамну силу до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$H = \frac{m_{\text{бп}}}{n} \cdot g \cdot K_r,$$

$$H = 90/4 \cdot 9.81 \cdot 0.138 = 30.460 \text{ кН}$$

Визначаємо вертикальну реакцію рейки на ліве колесо від сумарного розподілу навантаження до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$R_A = P_1 \cdot \frac{l_3 + 2S}{2S} + P_{H1} \cdot \frac{l_3 + 2S + l_5}{2S} + H \cdot \frac{r_k + r_{ш}}{2S} + P_{Hk} + \frac{2}{3} \cdot P_{\text{нсер}} - P_2 \cdot \frac{l_3}{2S} + P_{H2} \cdot \frac{l_3 + l_6}{2S} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} R_A &= 148.039 \cdot \frac{0.258 + 1.58}{1.58} + 68.138 \cdot \frac{0.258 + 1.58 + 0.03}{1.58} + 30.460 \cdot \frac{0.475 + 0.065}{1.58} + 58.568 \\ &+ \frac{2}{3} \cdot 21.963 - 84.268 \cdot \frac{0.258}{1.58} + 9.564 \cdot \frac{0.258 + 0.03}{1.58} = 172.212 + 80.558 + 10.41 + 58.568 + \\ &+ 14.642 - 13.760 + 1.7433 = 324.37 \text{ кН} \end{aligned}$$

де  $l_5=l_6=0.03\text{м}$  - відстань від лінії прикладання вертикальної сили  $P_{H1}(P_{H2})$  до середини шийки вісі відповідно лівої (правої) сторін вісі колісної пари;

$r_k$  - радіус колеса,  $r_k=0,475\text{м}$ ;

$r_{ш}$  - радіус шийки,  $r_{ш}=0,065\text{м}$ .

Визначаємо вертикальну реакцію рейки на праве колесо від сумарного розвантаження до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3

$$R_B = P_2 \cdot \frac{l_3 + 2S}{2S} - P_{H2} \cdot \frac{l_3 + 2S + l_6}{2S} - \frac{1}{3} \cdot P_{нсер} - H \cdot \frac{r_k + r_{ш}}{2S} - P_1 \cdot \frac{l_3}{2S} - P_{H1} \cdot \frac{l_3 + l_5}{2S} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} R_B &= 84.268 \cdot \frac{0.258 + 1.58}{1.58} - 9.564 \cdot \frac{0.258 + 1.58 + 0.03}{1.58} - \frac{1}{3} \cdot 21.963 - 30.460 \cdot \frac{0.475 + 0.065}{1.58} \\ &- 148.039 \cdot \frac{0.258}{1.58} - 68.138 \cdot \frac{0.258 + 0.03}{1.58} = 98.028 - 11.307 - 7.321 - 10.41 - 24.173 - 12.42 \\ &= 32.397 \text{ кН} \end{aligned}$$

Визначаємо вертикальну реакцію на лівій опорі вісі від сумарного розрахункового навантаження до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$R_c = P_1 \cdot \frac{l_3 + 2S}{2S} + P_{H1} \cdot \beta \cdot \frac{l_3 + 2S + l_5}{2S} + P_{H1} + H \cdot \frac{r_k + r_{ш}}{2S} + \frac{2}{3} \cdot P_{нсер} - P_2 \cdot \frac{l_3}{2S} + P_{H2} \cdot \frac{l_3 + l_5}{2S} \quad (24)$$

де  $\beta$  - коефіцієнт передачі інерційних навантажень на внутрішні перерізи вісі,  $\beta=0,7$ .

$$\begin{aligned} R_c &= 148.039 \cdot \frac{0.258 + 1.58}{1.58} + 68.138 \cdot 0.7 \cdot \frac{0.258 + 1.58 + 0.03}{1.58} + 68.138 + 30.460 \cdot \frac{0.475 + 0.065}{1.58} \\ &+ \frac{2}{3} \cdot 21.963 - 84.268 \cdot \frac{0.258}{1.58} + 9.564 \cdot \frac{0.258 + 0.03}{1.58} = 172.212 + 56.391 + 68.138 + 10.41 + 14.642 - \\ &- 13.76 + 1.7433 = 309.772 \text{ кН} \end{aligned}$$

Визначаємо вертикальну реакцію на правій опорі вісі від сумарної розрахункової сили до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$R_d = P_2 \cdot \frac{l_3 + 2S}{2S} - P_{H2} \cdot \frac{l_3 + 2S + l_6}{2S} + \frac{1}{3} \cdot P_{исер} - H \cdot \frac{r_k + r_{ш}}{2S} - P_1 \cdot \frac{l_3}{2S} - P_{H1} \cdot \beta \cdot \frac{l_3 + l_5}{2S} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} R_d &= 84.268 \cdot \frac{0.258 + 1.58}{1.58} - 9.564 \cdot \frac{0.258 + 1.58 + 0.03}{1.58} + \frac{1}{3} \cdot 21.963 - 30.460 \cdot \frac{0.475 + 0.065}{1.58} \\ &- 148.039 \cdot \frac{0.258}{1.58} - 68.138 \cdot 0.7 \cdot \frac{0.258 + 0.03}{1.58} = 98.03 - 11.307 + 7.321 - 10.41 - 24.173 - 8.694 \\ &= 50.767 \text{ кН} \end{aligned}$$

Поперечна складова сила від тертя правого колеса об рейку до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$H_2 = \mu \cdot R_B, \quad (26)$$

де  $\mu$  - розрахунковий коефіцієнт тертя колеса об рейку,  $\mu = 0,25$ .

Підставивши значення отримаємо:

$$H_2 = 0.25 \cdot 32.397 = 8.099 \text{ кН}$$

Визначаємо бокову силу, як суму двох вітрового та відцентрового навантажень:

$$H_1 = H + H_2, \quad (27)$$

$$H_1 = 30.460 + 8.099 = 38.559 \text{ кН.}$$

Згинальний момент в перерізі на лівій опорі визначаємо до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$M_L = H_1 \cdot r_k - (1 - \beta) \cdot P_{H1} \cdot (l_3 + l_5), \quad (28)$$

$$M_L = 38.559 \cdot 0.475 - (1 - 0.7) \cdot 68.138 \cdot (0.258 + 0.03) = 12.43 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Згинальний момент в перерізі на правій опорі визначаємо до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$M_{пр} = H_2 \cdot r_k, \quad (29)$$

$$M_{np} = 8.099 \cdot 0.475 = 3.847 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Знаходжу згинальний момент в перерізі I-I при дії сумарного розрахункового навантаження до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$M_{I-I} = P_1 \cdot l_1 + P_{H1}(l_1 + l_2) + H \cdot r_{ш}, \quad (30)$$

$$M_{I-I} = 148.039 \cdot 0.06 + 68.138 \cdot (0.06 + 0.09) + 30.460 \cdot 0.065 = 21.08 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Знаходжу згинальний момент в перерізі II-II від дії сумарного розрахункового навантаження до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$M_{II-II} = P_1 \cdot l_2 + P_{H1}(l_2 + l_5) + H \cdot r_{ш}, \quad (31)$$

$$M_{II-II} = 148.039 \cdot 0.09 + 68.138 \cdot (0.09 + 0.03) + 30.460 \cdot 0.065 = 23.48 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Знаходжу згинальний момент в перерізі III-III від дії сумарного розрахункового навантаження до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$M_{III-III} = P_1 \cdot l_3 + P_{H1}(l_2 + l_5) + H \cdot r_{ш} + M_{л} \quad (32)$$

$$M_{III-III} = 148.039 \cdot 0.258 + 68.138 \cdot (0.258 + 0.03) + 30.460 \cdot 0.065 + 12.43 = 72.23 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Знаходжу згинальний момент в перерізі IV-IV від дії сумарного розрахункового навантаження до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$M_{IV-IV} = P_1 \cdot l + P_{H1}(l + l_5) + H \cdot r_{ш} + M_{л} - R_c \cdot S + P_{нсер} \cdot l_4, \quad (33)$$

$$M_{IV-IV} = 148.039 \cdot 1.018 + 68.138 \cdot (1.018 + 0.03) + 30.460 \cdot 0.065 + 12.43 - 309.772 \cdot (1.58/2) + 21.963 \cdot 0.3 = -1.61 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Знаходжу згинальний момент в перерізі V-V від дії сумарного розрахункового навантаження до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$M_{V-V} = P_1 \cdot l_7 + P_{H1} \cdot (l_3 + l_7) + H \cdot r_{ш} + M_{л} - R_c \cdot (l_7 - l_3), \quad (34)$$

$$M_{V-V} = 148.033 \cdot 0.457 + 68.138 \cdot (0.03 + 0.457) + 30.460 \cdot 0.065 + 12.43 - 309.772 \cdot (0.457 - 0.258) = 53.60 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Знаходжу моменти опору по перерізах використовуючи вираз для визначення моменту опору для круглого поперечного перерізу:

$$W_i = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32}, \quad (35)$$

$$W_{I-I} = \frac{3.14 \cdot 0.13^3}{32} = 0.000216 \text{ м}^3; \quad \text{для першого поперечного перерізу.}$$

$$W_{II-II} = \frac{3.14 \cdot 0.165^3}{32} = 0.000441 \text{ м}^3; \quad \text{для другого поперечного перерізу.}$$

$$W_{III-III} = \frac{3.14 \cdot 0.194^3}{32} = 0.000717 \text{ м}^3; \quad \text{для третього поперечного перерізу.}$$

$$W_{IV-IV} = \frac{3.14 \cdot 0.165^3}{32} = 0.000441 \text{ м}^3; \quad \text{для четвертого поперечного перерізу.}$$

$$W_{V-V} = \frac{3.14 \cdot 0.194^3}{32} = 0.000717 \text{ м}^3. \quad \text{для п'ятого поперечного перерізу.}$$

Дальше знаходимо мінімальний коефіцієнт перевантаження вісі для перерізів:

$$\alpha_{\min} = \frac{\sigma_{-D}}{2\sigma_0}, \quad \text{де } \sigma_{-D} - \text{ границя витривалості.} \quad (36)$$

По аналогіях для визначення напружень в круглому поперечному перерізі напруження від нульових моментів будуть визначатись за загальною формулою, тільки з врахуванням мах моментів та діаметрів вісі.

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W}; \quad (34)$$

$$\sigma_{01-1} = \frac{M_{01-1}}{W_{1-1}} = \frac{5982}{0.000216} = 27694444.44 \text{ Па}$$

для першого поперечного перерізу

$$\alpha_{\min 1-1} = \frac{\sigma_{-D}}{2\sigma_0} = \frac{150 \cdot 10^6}{2 \cdot 27694444.44} = 2.7081$$

для першого поперечного перерізу

$$\sigma_{02-2} = \frac{M_{02-2}}{W_{2-2}} = \frac{8973}{0.00044} = 20393181.82 \text{ Па}$$

для другого поперечного перерізу

$$\alpha_{\min 2-2} = \frac{\sigma_{-D}}{2\sigma_0} = \frac{150 \cdot 10^6}{2 \cdot 20393181.82} = 3.6777$$

для другого поперечного перерізу

$$\sigma_{03-3} = \frac{M_{03-3}}{W_{3-3}} = \frac{25723}{0.000716} = 35925977.65 \text{ Па}$$

для третього поперечного перерізу

$$\alpha_{\min 3-3} = \frac{\sigma_{-D}}{2\sigma_0} = \frac{185 \cdot 10^6}{2 \cdot 35925977.65} = 2.5747$$

для третього поперечного перерізу

$$\sigma_{04-4} = \frac{M_{4-4}}{W_{4-4}} = \frac{101495}{0.00044} = 230670454.55 \text{ Па}$$

для четвертого поперечного перерізу

$$\alpha_{\min 4-4} = \frac{\sigma_{-D}}{2\sigma_0} = \frac{180 \cdot 10^6}{2 \cdot 230670454.55} = 0.3902$$

для четвертого поперечного перерізу

$$\sigma_{05-5} = \frac{M_{05-5}}{W_{5-5}} = \frac{45563}{0.000716} = 63635474.86 \text{ Па}$$

для п'ятого поперечного перерізу.

$$\alpha_{\min 5-5} = \frac{\sigma_{-D}}{2\sigma_0} = \frac{180 \cdot 10^6}{2 \cdot 63635474.86} = 1.4143$$

для п'ятого поперечного перерізу.

Знаходжу напруження в розрахункових перерізах від максимального розрахункового напруження до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3:

$$\sigma_p = \frac{M}{W} \quad (37)$$

$$\sigma_{p1-1} = \frac{M_{1-1}}{W_{1-1}} = \frac{21080}{0.000216} = 97592592.6 \text{ Па}$$

$$\sigma_{p2-2} = \frac{M_{2-2}}{W_{2-2}} = \frac{23480}{0.000441} = 53242630.4 \text{ Па}$$

$$\sigma_{p3-3} = \frac{M_{3-3}}{W_{3-3}} = \frac{72230}{0.000717} = 100739191.1 \text{ Па}$$

$$\sigma_{p4-4} = \frac{M_{4-4}}{W_{4-4}} = \frac{1610}{0.000441} = 3650793.7 \text{ Па}$$

$$\sigma_{p5-5} = \frac{M_{5-5}}{W_{5-5}} = \frac{53600}{0.000717} = 74755927.5 \text{ Па}$$

Знаходимо  $\alpha_{\max}$  :

$$\alpha_{\max 1} = \frac{\sigma_{p1}}{\sigma_{01}} = \frac{97592592.6}{27694444.44} = 3.52$$

$$\alpha_{\max 2} = \frac{\sigma_{p2}}{\sigma_{02}} = \frac{53242630.4}{20393181.82} = 2.61$$

$$\alpha_{\max 3} = \frac{\sigma_{p3}}{\sigma_{03}} = \frac{100739191.1}{35925977.65} = 2.80$$

$$\alpha_{\max 4} = \frac{\sigma_{p4}}{\sigma_{04}} = \frac{3650793.7}{230670454.55} = 0.0158$$

$$\alpha_{\max 5} = \frac{\sigma_{p5}}{\sigma_{05}} = \frac{74755927.5}{63635474.86} = 1.175$$

Знаходжу мінімальний діаметр по перерізах до ДСТУ 7774:2015. Табл 10.3 та базових знань «Опору металів»:

$$d_{\min 1-1} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{01-1} \cdot \alpha_{\min 1-1}}{\pi \cdot \sigma_{-D1-1}}} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{5982 \cdot 2.7081}{3.14 \cdot 150 \cdot 10^6}} = 0.130 \text{ м}$$

$$d_{\min 2-2} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{02-2} \cdot \alpha_{\min 2-2}}{\pi \cdot \sigma_{-D2-2}}} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{8973 \cdot 3.6777}{3.14 \cdot 150 \cdot 10^6}} = 0.165 \text{ м}$$

$$d_{\min 3-3} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{03-3} \cdot \alpha_{\min 3-3}}{\pi \cdot \sigma_{-D3-3}}} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{25723 \cdot 2.5747}{3.14 \cdot 185 \cdot 10^6}} = 0.194 \text{ м}$$

$$d_{\min 4-4} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{04-4} \cdot \alpha_{\min 4-4}}{\pi \cdot \sigma_{-D4-4}}} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{101495 \cdot 0.3902}{3.14 \cdot 180 \cdot 10^6}} = 0.1649 \text{ м}$$

$$d_{\min 5-5} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{05-5} \cdot \alpha_{\min 5-5}}{\pi \cdot \sigma_{-D5-5}}} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{45563 \cdot 1.4143}{3.14 \cdot 180 \cdot 10^6}} = 0.1939 \text{ м}$$

Дальше за формулою розрахункове значення амплітуди умовного циклу за формулою відповідно до ДСТУ 7774:2015

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[m]{\frac{N_c}{N_0}} \int_{0.5\sigma-1D}^{\sigma_{\alpha\text{макс}}} \sigma_{ai}^m \cdot \rho(\sigma_a) \cdot d\sigma_a \quad (38)$$

$m$  - показник ступеня в рівнянні кривої втоми, що залежить від властивостей матеріалу, особливостей конструкції та технології виготовлення, становить для накатаних осей  $m = 18$ , для ненакатаних  $m = 8$

$N_c$  - кількість циклів протягом терміну служби осі, для осей вагонів з конструкційною швидкістю руху до 160 км/год становить  $N_c = 12 \cdot 10^8$  циклів

$N_0$ - базова кількість циклів і для осей цей показник рекомендовано приймати  $N_0=10^8$  циклів

$\sigma_{ai}^m$  - поточне значення ( миттєве) значення амплітуди;

$\rho(\sigma_a)$  – функція розподілу щільності амплітуд напружень

Кількість циклів протягом терміну служби осі визначаємо виходячи із формули :

$$N_c = \frac{365P_c T_p 10^3}{d_{кп}} , \quad (39)$$

де  $P_c$  - середньодобовий пробіг вагона;

$T_p$  – розрахунковий термін служби осі в роках , який є рекомендований і складає більше 15 років

$d_{кп}$  – діаметр поверхні кочення колеса, який для середньостатистичного зносу складає 0,9 м;

Тоді підставивши значення отримаємо при середньостатистичному пробігу як і попередньому випадку 1000 км за добу:

$$N_c = \frac{365P_c T_p 10^3}{d_{кп}} = \frac{365 \cdot 1000 \cdot 15 \cdot 10^3}{0,9\pi} = 1936442251,57 \text{циклів}$$

Підставивши це значення в формулу (38) з урахуванням матеріалу та зони на самій вісі колісної пари ( шийка, передпідматочна частина, середня частина , підматочна частина) знайдемо значення амплітуди при  $\sigma_{ai}^m = \sigma_a \geq 0,5\bar{\sigma}_{-1D}$  за умови появи 0,97 для кожної із частин вісі, яка є незміцненою з урахування зміцнення та простої – незміцненої вісі :

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[8]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 97,59 \cdot 0,97 = 27$$

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[8]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 53,24 \cdot 0,97 = 28$$

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[8]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 100,24 \cdot 0,97 = 29$$

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[8]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 36,5 \cdot 0,97 = 15$$

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[8]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 70,74 \cdot 0,97 = 12$$

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[16]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 97,59 \cdot 0,97 = 21$$

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[16]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 53,24 \cdot 0,97 = 22$$

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[16]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 100,24 \cdot 0,97 = 23$$

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[16]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 36,5 \cdot 0,97 = 12$$

$$\sigma_{\alpha,e} = \sqrt[16]{\frac{1936442251,57}{10^8}} \int_{36,5}^{100,73} 70,74 \cdot 0,97 = 9,8$$

Тоді при відомих значеннях  $\sigma_{\alpha,e}$  та розрахований значеннях витривалості для вісі взятого з таблиці 10.2 ДСТУ7774:2015 отримаємо коефіцієнт запасу міцності, який повинен бути більшим для 2,0 – для багажних або поштових вагонів або 2,3 для звичайних та швидкісних.

$$n = \frac{\bar{\sigma}_{-1D}}{\sigma_{\alpha,e}} \geq [n] \quad (40)$$

Тоді для кожного перерізу проведемо дану перевірку для незміцнених частин вісі

$$n = \frac{80}{27} \geq [2,3]$$

$$n = \frac{80}{28} \geq [2,3]$$

$$n = \frac{80}{29} \geq [2,3]$$

$$n = \frac{80}{15} \geq [2,3]$$

$$n = \frac{80}{12} \geq [2,3]$$

Наступна перевірка для кожного перерізу проведемо дану перевірку для зміцнених частин вісі

$$n = \frac{150}{21} \geq [2,3]$$

$$n = \frac{150}{22} \geq [2,3]$$

$$n = \frac{135}{23} \geq [2,3]$$

$$n = \frac{180}{12} \geq [2,3]$$

$$n = \frac{180}{9,8} \geq [2,3]$$

Як видно із перевірки всі варіанти у нас забезпечуються для циклу випробувань (навантажень)  $n_0 = 10^8$  циклів.

### Висновки до розділу 4

Підсумовуючи вище проведені розрахунки можна прийти до наступних висновків:

- аналітичний метод є більш складнішим і постійно потрібно звертати увагу на місця розрахунку, важко аналізувати дивлячись на чисельні значення, в деяких випадках можна втратити порядок цифр;
- чисельний спосіб розрахунку дає візуальну картину (епюри навантажень, циклової міцності) з відповідним мінімальними та максимальним значеннями, які були отримані при розрахунках;
- чисельний спосіб на перших порах займає більше часу при побудові та складанні розрахункової моделі, проте з часом, коли потрібно провести

аналогічні розрахунки – наприклад для іншої сталі чи виду зміцнення, даний розрахунок є більш швидшим;

- застосовуючи чисельний метод розрахунку можна наперед спрогнозувати життєвий цикл тої чи іншої одиниці ( деталі ) рухомого складу та провести оптимізацію як конструкції так і матеріалу, маючи при цьому базу даних матеріалів

Підсумовуючи все вище написане- чисельний спосіб розрахунку – це прогресивний метод, а аналітичний- на сьогоднішній час його доповнює та співставляє значення результатів.

## 5. ШЛЯХИ, ПЕРСПЕКТИВИ ТА НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ОСЕЙ КОЛІСНИХ ПАР ВАГОНІВ

Всі ці шляхи можна розподілити на наступні типи та види:

- Технологічного спрямування;
- Експлуатаційного спрямування;
- Виробничого спрямування;
- Спрямування покращення матеріалу осей.

Самий перший і простий спосіб підвищити надійність та довговічність осей колісних пар є покращення якості матеріалу. На сьогодні у нас використовується матеріал типу ОсВ а в країнах ЄС ЕА1Т та ЕА4Т.

Так в матеріалі ОсВ по ГОСТ 4728 (розділ 2 даної роботи) є передбачено у вмісті наявність наступних матеріалів (хімічних елементів): вуглець, марганець, кремній, фосфор, сірка, хром, нікель та мідь. Вже в оновленому ДСТУ ГОСТ 31334:2009 присутні окрім вище вказаних 6 молібден та ванадій, що підвищують її міцність. Якщо порівняти дані ДСТУ ГОСТ 31334:2009 та ДСТУ EN 13261:2018 то можна зробити висновок, що матеріал сталі ЕА1Т і ОсВ є практично однаковим за виключенням наступних розбіжностей: у сталі ЕА1Т є зменшений вміст фосфору та сірки на з 0,04 до 0,02 %, що відповідно покращить властивості роботи на втому. У сталі ОсВ є відсутнім хімічний легуючий елемент нікель, який дає покращення ударної в'язкості та понижений вміст в порівнянні з ЕА1Т на 0,01% ванадію, що зменшує межу міцності, що також впливає на довговічність та міцність осі.

Тобто роблячи з цього висновки можна сказати, що матеріал для країн ЄС типу ЕА1Т є кращим в порівнянні з ОсВ.

Якщо розглянути спрямування технологічного рівня або виробництва, то можна констатувати, що технологія виготовлення осей у нас передбачає виготовлення їх з поковок, на відміну від країн ЄС та світових тенденцій 0 виготовлення осей за допомогою вакуумного литва. Так сталь ЕА1Т має структуру

після виготовлення- ферито- перлітну, а вже сталь EA4T – бейнітно- мартенситною. Це дозволяє зменшити розмір зернистості і відповідно знову ж таки призводить по зменшення виникнення тріщин та напружень в конструкції та відповідно збільшення ресурсу ( терміну) служби.

Розглядаючи перспективи технологічного спрямування, слід зауважити, що тут практично технічні можливості є однаковими і відповідно до рекомендацій можуть бути однакові для обох видів вісей які виготовляються як в Україні та і закордоном:

- нанесення поверхневих шарів для зміцнення ( азотування, поверхневе та інші види зміцнень);
- зміцнення роликами;
- поверхневе зміцнення лазерним гартуванням;
- поверхневе зміцнення – металізація легувальними елементами.

Також велику роль відіграють поверхнева чистота поверхні вісі:

- чим грубша поверхня риски , задири поверхні- тим скоріш виникає тріщини;

Чим більша чистота поверхні – тим менш ймовірніше виникають фактори появи тріщин та зломів, що було доказано в [42].

Якщо розглянути фактори експлуатаційного спрямування, то тут слід зауважити, що вісь потребує захисту від навколишнього середовища, яке може бути агресивним до неї і спричинити початкові раковини, які в наступному призведе до зниження довговічності.

Якщо все підсумувати та взяти до уваги світовий досвід, то основними шляхами для підвищення надійності осей залізничних коліс є :

- застосування матеріалів з більшими вимогами до чистоти матеріалу;
- застосування спеціальний легуючих матеріалів ( вольфраму , ванадію), які на даний момент в вітчизняних осях колісних пар не зустрічаються;

- застосування спеціального покриття осей колісних пар, щоб зменшити корозію поверхні;
- покращення якості поверхні що контактує з маточиною колеса та підшипників;
- виконання галтелей покращеного – оптимізованого радіусу;
- проведення різноманітних поверхневих зміцень.

## ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

При виконанні даної магістерської роботи було проаналізовано наукові роботи та нормативно-технічна документація, що стосується вісей колісних пар вагонів. Також було проведено дослідження на визначення ресурсу вісі колісної двома способами:

За допомогою комп'ютерного моделювання, а саме програми Solid Works;

Аналітичним способом - за використання ДСТУ 7775:2015

Розглянуто питання відповідності нормативно – технічної документації, що стосується виготовлення та випробувань вісей колісних пар та встановлено:

Прийняті пакетом документи при інтеграційних питаннях вступу України ЄС мають ряд недоліків, а саме є невідповідність матеріалу сталі вісі, яка для залізничного рухомого складу використовується EA1T або EA4T а у нас використовується сталь ОсВ, які по хімічному складу, по фізико-механічним характеристикам відрізняються. Сталі EA1T або EA4T мають кращі показники по наявності вмісту сірки та фосфору.

При розрахунку, європейські та світові виробники консолідується і так для своїх потреб були зроблені комплексні випробування і представлений звіт по результатам даної роботи. Ці роботи проводились на вимоги Директив ЄС 2016/796 та 2016/798.

Якщо взяти до уваги більшість цих факторів, то на мою думку слід переходити на марку сталі EA1T або EA4T (для швидкісного рухомого складу з швидкістю більше 200 км/год), так як є повний пакет даних про результати випробувань на втомну міцність заготовок і підприємствам при зміні конфігурації достатньо провести імітаційне моделювання дослідної партії та з відповідним розрахунками та визначити ресурс даних частин колісної пари. Ці розрахунки не вимагають великих зусиль та часту і процес постановки нових типів вісей для специфічних та спеціальних задач буде набагато коротший.

Також в країнах ЄС розглядають питання запровадження пустотілих вісей, правда ресурс таких вісей в порівнянні з суцільними є зменшений на 1,5 рази.

Підсумовуючи зроблену роботу слід зробити наступні дії та роботи:

- переглянути всі нормативні документи, які затверджені у нас та виписати дані нормативні документи, які не діють або відсутні в базі даних України;
- При використанні документів старого зразка необхідно враховувати тенденції та напрямки розвитку, що в свою чергу потребує введення в документи додаткових нормативних документів країн ЄС або інших країн, як це прийнято в цілому в світі)

-

## БІБЛІОГРАФІЯ

1. Директива 797 [Електронний ресурс ] – Режим доступу українською мовою <https://doszt.gov.ua/content/media/Direktiva-797-UA.pdf>
2. Директива 798 [Електронний ресурс] – Режим доступу українською мовою <https://doszt.gov.ua/content/media/Direktiva-798-UA.pdf>
3. ДСТУ 7774:2015. Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Загальнотехнічні норми для розрахування та проектування механічної частини вагонів. Чинний від 2016-04-01. Київ: Мінекономрозвитку України, 2017. 189 с
4. Матинов І.Є., А. В. Труфанова, В. М. Петухов, В. О. Шовкун. Аналіз напруженого стану осі колісної пари пасажирського вагона. Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. 2020. № 193. С.62-72
5. Methods for calculating the axles of wheel sets. Railways of the world [Електронний ресурс] – Режим доступу [https://zdmira.com/images/pdf/\\_dm2011-10\\_41-46.pdf](https://zdmira.com/images/pdf/_dm2011-10_41-46.pdf)
6. Chuprakov E. V., Melnichenko O. V. Assessing the strength of the axle of a differential wheel pair. ISTU Bulletin. 2013. №10 (81). С. 3–9
7. Methods for calculating wheel pair axles [https://zdmira.com/images/pdf/\\_dm2011-10\\_41-46.pdf](https://zdmira.com/images/pdf/_dm2011-10_41-46.pdf)
8. СТІ 04-001:2015. Колісні пари вантажних вагонів. Правила технічного обслуговування, ремонту та формування [Текст]: затв. наказом Укрзалізниці від 11.11.2015 р. № 483. – Чинний від 2016-04-01. – К. : Укрзалізниця, 2016. – 138 с.
9. ДСТУ ГОСТ 22780:2009 (ИСО 1005–9–86). Axles for wagons on 1520 (1524) mm gauge railways. Types, parameters and sizes (ГОСТ 22780-93 (ИСО 1005-9-86), ИДТ) (Осі для вагонів залізниць колії 1520 (1524) мм. Типи, параметри і розміри) [Текст]. – Чинний від 2009-12-01. – К. : Держспоживстандарт України, 2008. – 12 с.

10. ДСТУ ГОСТ 31334:2009. Осі для рухомого складу залізниць колії 1520 мм (ГОСТ 31334-2007, IDT). Технічні умови [Текст]. – Чинний від 2009-07-01. – К. : Держспоживстандарт України, 2009. – 33 с.
11. GOST 4728-89 Axle blanks for rolling stock of 1520 mm gauge railways. Specifications
12. Bayraktar, M., Tahrali, N., & Guclu, R. (2010). Reliability and fatigue life evaluation of railway axles. *Journal of mechanical science and technology*, 24(3), 671-679.
13. ДСТУ EN 13261:2018 Залізничний транспорт. Колісні візки. Вимоги до осі (EN 13261:2009+A1:2010, IDT)
14. Novosad M., Fajkos R., Reha B., Reznicek R. Fatigue tests of railway axles. *Proc. Eng.* 2 (2010). 2259-2268
15. Grubisic V., Fischer G. Railway axle failures and durability validation. *Proc. I MechE Part F* (2012). [Електронний ресурс] – Режим доступу URL: <https://doi.org/10.1177/0954409712442325>
16. Weber J. D. Numerical Structural Analysis in Railway Axle Design Methods, ETH Zurich Centre of Structure Technologies, Document Reference: 11-056, 2011
17. Guo T., Wang Y. Study on Repair Fatigue Damage of Axle Shaft Mechanical Parts, in: *Second International Conference on Information and Computing Science (ICIC 2009)*. Vol. 4: Modelling and Simulation in Engineering.
18. Hirakawa K., Toyama K., Kubota M. The analysis and prevention of failure in railway axles. *Int. J. Fatigue* 20 (2) (1998) 135-144.
19. Alihosseini H., Dehghani K. Modeling and failure analysis of a broken railway axle: effects of surface defects and inclusions. *J. Fail. Anal. Preven.* 10 (2010) 233-239.
20. Luo R. K., Gabbitas B. L., Brickle B.V. Fatigue life evaluation of a railway vehicle bogie using an integrated dynamic simulation, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F: J. Rail Rapid Transit* 208 (1994) 123.
21. Dedmon L., Pilch J. M., Lonsdale C. P. A Comparison of Railroad Axle Stress Results Using Different Design Sizes, Loading Criteria And Analysis Methods, in: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2001.
22. Reliability and fatigue life evaluation of railway axles: *Journal of Mechanical Science and Technology* 2010 (4), 671-679

23. Beretta, S., Ghidini, A., & Lombardo, F. (2005). Fracture mechanics and scale effects in the fatigue of railway axles. *Engineering fracture mechanics*, 72(2), 195-208.
24. Beretta, S., Carboni, M., Conte, A. L., Regazzi, D., Trasatti, S., & Rizzi, M. (2011). Crack growth studies in railway axles under corrosion fatigue: Full-scale experiments and model validation. *Procedia Engineering*, 10, 3650-3655.
25. Beretta, S., & Carboni, M. (2011). Variable amplitude fatigue crack growth in a mild steel for railway axles: experiments and predictive models. *Engineering Fracture Mechanics*, 78(5), 848-862.
26. Carpinteri, A., & Brighenti, R. (1996). Part-through cracks in round bars under cyclic combined axial and bending loading. *International journal of fatigue*, 18(1), 33-39.
27. Carpinteri, A., Brighenti, R., & Spagnoli, A. (1998). Surface flaws in cylindrical shafts under rotary bending. *Fatigue & fracture of engineering materials & structures*, 21(9), 1027-1035.
28. Carpinteri, A., Brighenti, R., & Vantadori, S. (2006). Surface cracks in notched round bars under cyclic tension and bending. *International journal of fatigue*, 28(3), 251-260.
29. El Haddad, M. H., Topper, T. H., & Smith, K. N. (1979). Prediction of non propagating cracks. *Engineering Fracture Mechanics*, 11(3), 573-584.
30. International railway standards, Standard for quality control in production of road axel. UIC 811-1 (1983). Linhart, V., & Černý, I. (2011). An effect of strength of railway axle steels on fatigue resistance under press fit. *Engineering Fracture Mechanics*, 78(5), 731-741.
31. Luke, M., Varfolomeev, I., Lütkepohl, K., & Esderts, A. (2010). Fracture mechanics assessment of railway axles: experimental characterization and computation. *Engineering Failure Analysis*, 17(3), 617-623.
32. Luke, M., Varfolomeev, I., Lütkepohl, K., & Esderts, A. (2011). Fatigue crack growth in railway axles: assessment concept and validation tests. *Engineering Fracture Mechanics*, 78(5), 714-730.
33. Madia, M., Beretta, S., & Zerbst, U. (2008). An investigation on the influence of rotary bending and press fitting on stress intensity factors and fatigue crack growth in railway axles. *Engineering Fracture Mechanics*, 75(8), 1906-1920.

34. Makino, T., Kato, T., & Hirakawa, K. (2011). Review of the fatigue damage tolerance of high-speed railway axles in Japan. *Engineering Fracture Mechanics*, 78(5), 810-825.
35. Nasr, A., Nadot, Y., Bouraoui, C., Fathallah, R., & Jouiad, M. (2010). Fatigue initiation in C35 steel: Influence of loading and defect. *International Journal of Fatigue*, 32(4), 780-787.
36. Orringer, O., Orkisz, J., & Świdzki, Z. (1992). *Residual Stress in Rails: Field experience and test results (Vol. 1)*. Springer. Paris, P. C., & Erdogan, F. (1963). A critical analysis of crack propagation laws. *Journal of Basic Engineering*, 85, 528.
37. Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G., Liu, X., & Gao, Z. (1989). *Mechanical engineering design (Vol. 89)*. New York: McGraw-Hill. Sih, G. C. (1991).
38. *Mechanics of fracture initiation and propagation: surface and volume energy density applied as failure criterion*. Kluwer Academic. Taylor, D. (2005). Analysis of fatigue failures in components using the theory of critical distances. *Engineering Failure Analysis*, 12(6), 906-914.
39. *Technical data for Iran railway materials*, Iran railway research center (IRRC), Iran (2000). Zerbst, U., Mädler, K., & Hintze, H. (2005). Fracture mechanics in railway applications—an overview. *Engineering Fracture Mechanics*, 72(2), 163-194.
40. Zerbst, U., Schödel, M., & Beier, H. T. (2011). Parameters affecting the damage tolerance behaviour of railway axles. *Engineering Fracture Mechanics*, 78(5), 793-809.
41. Zhang, H., & Fatemi, A. (2010). Short fatigue crack growth behavior under mixed-mode loading. *International journal of fracture*, 165(1), 1-19.
42. Minimizing the risk of fatigue failure of railway axles. [Електронний ресурс] – Режим доступу <https://zaguan.unizar.es/record/118604/files/TESIS-2022-182.pdf>
- 43.** Колісні пари вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм (конструкція, технічне обслуговування та ремонт): Підручник для навчальних закладів залізничного транспорту / С. В. Панченко, А. О. Каграманян, І. Д. Борзилов, І. Е. Мартинов, Є. Р. Можейко; В. Е. Стріленко, А. І. Феногенов. Під заг. ред. С. В. Панченка. – Харків: РРВ УкрДУЗТ, 2018. – 367с.