

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної  
та транспортної інфраструктури

Кафедра електричного транспорту

**РОЗРОБКА ТРОЛЕЙБУСА ПЕРСПЕКТИВНОГО ТИПУ  
З ПЕРЕДНІМ ВЕДУЧИМ МОСТОМ**

**Бакалаврська кваліфікаційна робота**

**Студент:**  
Михайло РЯЗАНЦЕВ  
гр. ХарЕМ 2022-1з

**Керівник:**  
Владислав СКУРІХІН  
доцент, к.т.н.

Харків – 2026

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА  
імені О. М. Бекетова

Навчально-науковий інститут енергетичної, інформаційної та транспортної  
інфраструктури

Кафедра електричного транспорту


Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Освітня програма Електромеханіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ЕТ

 Микола ХВОРОСТ

«16» червня 2026 р.

## ЗАВДАННЯ

### до бакалаврської кваліфікаційної роботи

Рязанцев Михайло Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема Розробка тролейбуса перспективного типу з переднім ведучим мостом.

керівник бакалаврської кваліфікаційної

роботи Скуріхін Владислав Ігорович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом університету від « 29 » 05 2026 р. №465-03

2. Строк подання студентом роботи 17.06.2026р.

3. Вихідні дані до бакалаврської кваліфікаційної роботи: Керівництво з експлуатації транспортних засобів; інтернет джерела; розподілення навантажень на ходові частини.

4. Зміст бакалаврської кваліфікаційної роботи (перелік питань, які потрібно розробити):

4.1. Стан питання (огляд, аналіз, оцінка) Аналіз існуючих конструкцій передньої підвіски транспортних засобів і вибір проєктованого варіанта

4.2. Технічна частина (вибір параметрів, розробка конструкції, структурної та електричної принципової схем, створення алгоритмів роботи тощо) Розробка проєктованого варіанту передньої підвіски

4.3. Розрахункова частина (розрахунок вузлів, метод розрахунку, алгоритм керування, програмне забезпечення Розрахунок пар тертя зубчастих шестерен редуктора тягової передачі

4.4. Охорона праці Вступ; Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів; Організаційно-технічні заходи по забезпеченню безпеки умов праці

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

5.1 Актуальність;

5.2 Транспортні засоби з переднім приводом для пасажирських перевезень;



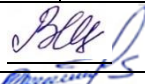

5.3 Рішення планувальної задачі;

5.4 Схеми додаткових навантажень;

5.5 Схема сил при розрахунку двовісного тролейбуса;

5.6 Розрахунок навантажень в русі тролейбуса з переднім приводом

6. Консультанти розділів бакалаврської кваліфікаційної роботи

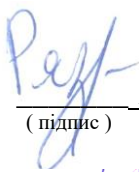
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основна частина	Скуріхін В.І., доц.		
Антиплагіат	Левченко В. В., інж.		
Нормоконтроль	Шавкун В.М., доц.		

7. Дата видачі завдання 04.05.2026р

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської кваліфікаційної роботи	Срок виконання етапів роботи	Примітка
1.	Стан питання	11.05.2026	
2.	Технічна частина	18.05.2026	
3	Розрахункова частина	25.05.2026	
4.	Охорона праці	03.06.2026	
5.	Оформлення роботи	08.06.2026	
6.	Підготовка доповіді та презентації	15.06.2026	

Студент

  
 (підпис) Рязанцев Михайло Олександрович  
 (прізвище та ініціали)

Керівник

  
 (підпис) Скуріхін Владислав Ігорович  
 (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

В роботі обґрунтовано актуальність підвищення тягово-зчіпних властивостей колісного електротранспорту шляхом інтеграції ведучого моста з переднім приводом. У ході дослідження виконано системний аналіз наявних конструктивних рішень тягових передач і їхніх техніко-експлуатаційних параметрів, на основі чого розроблено та запропоновано перспективну схему трансмісії із застосуванням тягової передачі.

Впровадження запропонованого рішення забезпечує покращення тягово-динамічних характеристик транспортного засобу, зокрема в умовах ускладненого зчеплення з дорожнім покриттям в холодний період, сприяє зниженню питомих витрат електроенергії на тягу, а також дозволяє оптимізувати компоновання кузова за рахунок зниження рівня підлоги та, відповідно, пониження центральних мас (центра ваги) транспортного засобу.

В бакалаврській кваліфікаційній роботі: сторінок – 57, рисунків – 2, формул – 85, таблиць – 3, літературних джерел – 14.

## КЛЮЧОВІ СЛОВА

Транспортний засіб, кузов, міст передній ведучий, допоміжні навантаження, планування, напруження механічні, обертальний момент, передача тягова, центр ваги, піввісь, охорона праці.

## ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Стан питання та вибір варіанту для проекту.....	8
1.1 Тягова передача та її різновиди.....	8
1.2 Вантажні транспортні засоби з переднім приводом та їх особливості.....	10
2 Розробка переднього моста.....	14
2.1 Тягова передача переднього моста.....	14
2.2 Визначення навантажень на ходові частини.....	20
3 Конструкторська частина.....	26
4 Охорона праці.....	38
Висновки.....	55
Список використаних джерел.....	56

## ВСТУП

Міський електричний транспорт є ключовим елементом системи масових громадських перевезень, призначеним для регулярного маршрутного обслуговування населення. Рівень організації його роботи та часові витрати пасажирів на поїздки суттєво впливають на соціально-економічні умови життєдіяльності, праці та відпочинку міського населення. Ефективний розвиток сучасного містобудування, розширення житлових масивів, створення міст-супутників, а також винесення промислових об'єктів за межі селитебних зон можливі лише за умови функціонування розвиненої транспортної мережі з високою провізною здатністю та експлуатаційною швидкістю. Безперервний розвиток інфраструктури електричного транспорту, підвищення його технічного рівня та комфортабельності є необхідними передумовами покращення якості транспортного сервісу [1].

На сьогодні основними видами міського пасажирського електротранспорту залишаються метрополітен, трамвай і тролейбус. Попри період певного скорочення мереж у минулі десятиліття, коли в багатьох містах електротранспорт був частково або повністю замінений автобусними перевезеннями, сучасні тенденції демонструють зміну пріоритетів. Ключові чинники, насамперед екологічні вимоги та концепція сталого розвитку міст, зумовили повернення інтересу до транспортних засобів із нульовим рівнем викидів шкідливих речовин безпосередньо в атмосферу.

У зв'язку з цим активізувалися процеси розробки та впровадження нових поколінь рухомого складу. У секторі проектування безрейкового електротранспорту перспективними напрямками є уніфікація конструктивних рішень автобусів великої місткості (електробусів) та тролейбусів; застосування багатоланкових та зчленованих схем підвищеної пасажиромісткості; модернізація класичних моделей відповідно до сучасних досягнень техніки [1].

Однією з головних вимог до сучасного рухомого складу є забезпечення високих тягово-зчіпних та гальмівних властивостей в умовах інтенсивного міського руху. Найбільш відповідальним вузлом, який безпосередньо визначає динамічні показники та безпеку руху, є тягова передача (трансмсія).

У цій роботі на основі системного аналізу наявних конструкцій тягових приводів та їхніх експлуатаційних характеристик обґрунтовано й запропоновано перспективний варіант трансмісії з переднім приводом (із застосуванням тягового редуктора). Впровадження цього рішення спрямоване на покращення тягово-динамічних властивостей транспортного засобу, зокрема в умовах ускладненого зчеплення з дорожнім покриттям в осінньо-зимовий період та під час подолання зтяжних ухилів, та оптимізацію компоувальної схеми кузова з метою зниження рівня підлоги, що суттєво підвищує комфорт, безпеку та швидкість надання пасажиропотоку.

## 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР ВАРІАНТУ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ

### 1.1 Тягова передача та її різновиди

Тягова передача (трансмісія) колісного транспортного засобу це сукупність кінематично пов'язаних вузлів та механізмів, які забезпечують трансформацію і передачу крутного моменту від джерела енергії (тягового електродвигуна) до ведучих коліс. Класична схема тягової передачі транспортного засобу із заднім розташуванням ведучої осі включає тяговий електродвигун, карданну передачу та ведучий міст.

До основного конструктивного складу ведучого моста входять такі елементи: головна передача, диференціал, півосі (або приводні вали), бортові (колісні) редуктори та ведучі колеса.

Тягові якості і керованість транспортного засобу. Вибір схеми приводу (переднього або заднього) є фундаментальним завданням при проектуванні ходової частини та компонуванні кузова транспортного засобу. Кожна з конфігурацій має комплекс взаємопов'язаних техніко-економічних та експлуатаційних показників.

Серед переваг переднього приводу можна виділити зменшення металомісткості та маси. Відсутність довгого карданного вала та масивного картера заднього моста знижує загальну масу транспортного засобу, що безпосередньо покращує показники паливної (або енергетичної) ефективності, а також динаміку розгону та гальмування.

Також компонування трансмісії, за якого головна передача і диференціал розташовані в одному картері з коробкою передач (або тяговим редуктором), спрощує процес складання та звільняє простір у підлоговій зоні для трасування інших магістралей систем керування.

Оскільки значна частина маси силового агрегату припадає безпосередньо на передню ведучу вісь, нормальна реакція дороги у зоні контакту шин збільшується. Це забезпечує вищі тягово-зчіпні властивості в ускладнених метеорологічних умовах (ожеледь, ущільнений сніг).

Відсутність трансмісійного тунелю на днищі кузова дозволяє сформувати рівну підлогу, що є критично важливим для збільшення корисного об'єму пасажирського салону або вантажного відсіку.

Також у переднього приводу є і недоліки: підвищене навантаження на керовані колеса. Передні шини одночасно реалізують поздовжні (тягові й гальмівні) та бокові (керувальні) зусилля. Згідно з концепцією кола зчеплення, інтенсивне прискорення обмежує граничне значення бічної сили, що може призводити до недостатньої повертаємості (зносу передньої осі).

А ще досягнення ідеального статичного розподілу маси по осях у співвідношенні 50/50 для передньопривідних конфігурацій є технічно складним завданням [1,2].

Серед переваг заднього приводу можна виділити оптимальний розподіл навантаження при розгоні. Під дією сили інерції під час прискорення відбувається динамічний перерозподіл маси: задня вісь довантажується, що суттєво підвищує граничне зчепне зусилля ведучих коліс із покриттям. Це зумовлює використання заднього приводу на транспортних засобах високої потужності.

Варто також відмітити покращення керованості на високих швидкостях. Розділення функцій керування (передні колеса) та тяги (задні колеса) дозволяє повніше реалізувати потенціал зчеплення шин у боковому напрямку, забезпечуючи високу точність маневрування та керованість у поворотах.

Але є і недоліки: складність компоновки та зниження корисного об'єму. Необхідність прокладання елементів трансмісії вздовж усього кузова зменшує корисну площу салону/багажника або вимагає підняття рівня підлоги.

Також недостатньо завантажена задня вісь (у порожньому стані транспортного засобу) схильна до заносу на слизьких ділянках доріг. У сучасних конструкціях цей недолік частково компенсується застосуванням електронних систем стабілізації (ESP) та протибуксвальних систем (TCS).

## 1.2 Вантажні транспортні засоби з переднім приводом та їх особливості

Досвід експлуатації та порівняльних випробувань легких комерційних автомобілів (на прикладі лінійки Ford Transit, що випускається з обома типами приводу на уніфікованій базі) дозволяє чітко розмежувати сфери їх ефективного застосування [2].

Зіставлення параметрів передньо- та задньопривідних модифікацій наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Порівняльний аналіз параметрів автомобілів різних типів приводу

<b>Параметр порівняння</b>	<b>Передньопривідна конфігурація</b>	<b>Задньопривідна конфігурація</b>
<b>Раціональна повна маса</b>	До 3,0 т	Від 3,5 до 4,25 т і більше
<b>Двигуни та робочий об'єм</b>	Менший об'єм (наприклад, 2,0 л), компактне поперечне/подовжнє розташування	Більший об'єм (наприклад, 2,4 л) з вищим крутним моментом
<b>Енергетична ефективність</b>	Менші механічні втрати, нижча витрата палива (орієнтовно на 1 л/100 км)	Вищі механічні втрати в трансмісії, підвищена витрата палива
<b>Рівень підлоги вантажного відсіку</b>	Нижчий на 100 мм (збільшення корисного об'єму, полегшення завантаження)	Вищий (обумовлений габаритами картера головної передачі)
<b>Поведінка у завантаженому</b>	Можливе погіршення зчеплення передніх коліс при	Максимальна реалізація тягового зусилля завдяки

<b>Параметр порівняння</b>	<b>Передньопривідна конфігурація</b>	<b>Задньопривідна конфігурація</b>
<b>стані</b>	значному перевантаженні задньої зони	довантаженню ведучої осі
<b>Робота з причепом</b>	Обмежена допустима маса причепа	Високі тягові можливості, велика допустима маса причепа

Для комерційного транспорту малої місткості (до 3,0 т), де пріоритетами є корисний об'єм, низький рівень підлоги кузова, паливна економічність та менша початкова вартість, передній привід є більш ефективним рішенням. Проте для важких умов експлуатації, високої вантажопідйомності та постійної роботи з причепом базовим залишається задній привід [2].

У галузі автобусобудування концепція створення повністю низькопідлогового пасажирського простору тривалий час обмежувалася габаритами традиційних агрегатів трансмісії. Пошук альтернативних конструвальних рішень призвів до створення експериментальних зразків у Головному союзному конструкторському бюро (ГСКБ, м. Львів).

У листопаді 1968 року спільно з інженерами Львівського автобусного заводу (ЛАЗ) було розроблено пошукову модель ЛАЗ-360 (рис. 1.1). Головною конструктивною особливістю машини став передній привід, що дозволило знизити висоту підлоги салону до рекордної на той час позначки 360 мм над рівнем дорожнього полотна [1].

Бензиновий V-подібний 8-циліндровий двигун ЗІЛ-375 (потужність 180 к.с.), розташований у передній частині під робочим місцем водія. Трансмісія: Дослідна триступінчаста автоматична коробка передач, що передавала крутний момент безпосередньо на редуктор переднього ведучого моста.



Рисунок 1.1 – Перший автобус з переднім приводом ЛАЗ-360

Передня підвіска комбінована (ресорно-пневматична), задня пневматична. Задня вісь мала односхилу ошиновку для мінімізації розмірів колісних арок у салоні.

Номінальна місткість - 85 пасажирів (гранична - 135 пасажирів).

Розвитком цієї концепції у серпні 1970 року став чотиривісний прототип ЛАЗ-360Е (рис. 1.2). У цій моделі конструктори реалізували інший підхід до усунення масивних механічних зв'язків уздовж кузова застосували електромеханічну трансмісію [1].



Рисунок 1.2 – Автобус з переднім приводом та електромеханічною трансмісією ЛАЗ-360 ЕМ

Двигун внутрішнього згоряння працював у зв'язці з тяговим генератором ГЕТ-120, який забезпечував живлення для електромоторів, інтегрованих безпосередньо у маточини задніх коліс (концепція мотор-коліс).

Попри те, що згадані прототипи не пішли у серійне виробництво через технологічну складність та обмежені можливості тодішньої промисловості, закладені в них принципи (мінімізація висоти підлоги, відмова від класичних прохідних мостів, перехід на передній привід або індивідуальний електропривід коліс) є базовими для проектування сучасного міського електричного транспорту та низькопідлогових електромобільних платформ[3].

## 2 РОЗРОБКА ПЕРЕДНЬОГО МОСТА

Ключовою проблемою забезпечення високих тягово-зчіпних властивостей міського пасажирського електротранспорту є оптимізація розподілу повної маси по осях. При класичному компонованні кузова з заднім розташуванням ведучого моста розподіл статичних навантажень усереднено становить 36% на передню вісь та 64% на задню вісь.

Оскільки в запропонованій конструкції передбачено впровадження переднього ведучого приводу, для надійної реалізації сили тяги за умовами зчеплення шин із дорогою необхідно забезпечити нормальну реакцію на передній осі на рівні не менше ніж 60% від повної маси транспортного засобу. З метою досягнення зазначеного вагової пропорції виникає потреба в радикальному переплануванні пасажирського салону тролейбуса.

Інженерно-геометричний розрахунок нової схеми розташування обладнання, пасажирських сидінь і накопичувальних майданчиків, а також відповідне визначення координат центра мас рухомого складу наведено у цьому розрахунковому розділі.

### 2.1 Розрахунок проектного варіанту тягової передачі

#### Вихідні дані для розрахунку:

довжина кузова (м) - 13

ширина кузова (м) - 2,7

кількість дверей - 3

радіус повороту (м) - 18

ухил поздовжній (%) - 17

висота центру ваги (м) - 1,2

конструкційна швидкість (км / год) - 70

### 2.1.1 Визначення вагових навантажень на ходові частини

Площу, що займають пасажирів, можна розрахувати за формулою:

$$F_{пас} = F_{повн.} - F_{ст.} - F_{кв.} - F_{підн.}, \text{ м}^2 \quad (2.1)$$

де  $F_{повн.}$  - повна площа салону:

$$F_{повн.} = Д \times Ш, \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

$$F_{повн.} = 11 \times 2,8 = 30,8 \text{ м}^2$$

$F_{ст.}$  - площа, що займають стінки салону:

$$F_{ст.} = 2 \times \epsilon_{ст} (Д + Ш), \text{ м}^2, \quad (2.3)$$

де  $\epsilon_{ст}$  - товщина стінок,  $\epsilon_{ст} = 0,1 \text{ м}$ ;

$$F_{ст.} = 2 \times 0,1 (11 + 2,8) = 2,76 \text{ м}^2$$

$F_{кв.}$  - площа, що займає кабіна водія,  $F_{кв.} = 1,9 \text{ м}^2$ ;

$F_{підн.}$  - площа, що займають підніжки:

$$F_{підн.} = n_o f_o n_{дв} f_{дв} \quad (2.4)$$

де  $n_o, f_o$  - кількість та площа одинарної двері,  $f_o = 0,5 \text{ м}^2$ ;

$n_{дв} f_{дв}$  - кількість та площа двойної двері,  $f_{дв} = 0,6 \text{ м}^2$ ;

$$F_{підн.} = 3 \cdot 0,6 = 1,8 \text{ м}^2$$

$$F_{nac} = 30,8 - 2,76 - 1,5 - 1,8 = 24,74 \text{ м}^2$$

Як тільки визначено  $F_{nac}$ , можна визначити кількість стоячих та сидячих пасажирів у тролейбусі:

$$E_{сид} = \frac{F_{nac}}{f_{сид} + \beta \cdot f_{см}}, \text{ чол}, \quad (2.5)$$

де  $f_{сид}$  – одне сидяче місце. Для тролейбусів по  $0,4 > f_{сид} > 0,3 \text{ (м}^2\text{)}$ ,  $f_{сид} = 0,34 \text{ (м}^2\text{)}$ ;

$f_{см}$  - площа, що займає один стоячий пасажир. При нормальному заповненні салону  $f_{см} = 0,22 \text{ (м}^2\text{)}$ ;

$\beta$  - співвідношення між чисельністю сидячих пасажирів та кількістю стоячих місць,  $\beta = 1,5$ .

$$E_{сид} = \frac{24,74}{0,34 + 1,5 \cdot 0,22} = 50 \text{ чол.}$$

Спираючись на те, що номінальна вага одного пасажирів дорівнює  $g = 70 \text{ кг}$ , а значення коефіцієнта за умов максимальної пасажиромісткості становить  $11 \text{ чол/м}^2$  [5] можна визначити повну вагу пасажирів.

$$G_{nac} = (E_{сид} \times E_{см}) \cdot g = (E_{сид} + 2 \cdot E_{сид}) \cdot g, \text{ кг} \quad (2.6)$$

Площу, що займають сидячі пасажирів, можна визначити за формулою:

$$F_{сид} = E_{сид} \cdot f_{сид}, \text{ м}^2 \quad (2.7)$$

$$F_{сид} = 50 \cdot 0,34 = 17 \text{ м}^2$$

Розробимо попередню компоновальну схему пасажирського салону з визначенням просторового розташування пасажирських сидінь та дверних проїомів кузова:

а) ширина подвійного сидіння 1 м, одинарного - 0,6 м;

- б) ширина проходу не менш ніж 0,7 м;  
 в) ширина подвійної двері не менш ніж 1,2 м;  
 г) необхідно рознести дверні пройоми та елементи ходової частини з метою виключення їх взаємного перекриття;  
 д) Д - довжина 2-2,4 м, Б - база, відстань між мостами:

$$Б = \frac{Д}{2}, м \quad (2.8)$$

$$Б = \frac{11}{2} = 5,5 м$$

Розрахункову вагу окремих груп пасажирів обчислюють за такою формулою:

$$G_1 = F_1 \cdot \gamma \cdot g, кг \quad (2.9)$$

де  $\gamma$  – кількість пасажирів, що стоїть на 1 м<sup>2</sup> площі,  $\gamma = 12$  чол/м<sup>2</sup> для розрахунків на міцність:

$$G_1 = 4 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 70 = 3360 кг$$

$$G_2 = \frac{2 \cdot F_2}{f_{сид}} \cdot g, кг \quad (2.10)$$

$$G_2 = \frac{2 \cdot 4 \cdot 1}{0,34} \cdot 70 = 1647 кг$$

$$G_3 = \frac{2 \cdot F_3}{f_{сид}} \cdot g, кг \quad (2.11)$$

$$G_3 = \frac{2 \cdot 1,12 \cdot 0,8}{0,34} \cdot 70 = 369 кг$$

$$G_4 = (F_4 - f_{06}) \cdot \gamma \cdot g, \text{ кг} \quad (2.12)$$

$$G_4 = (1,12 \cdot 0,8 - 0,7) \cdot 12 \cdot 70 = 164,64 \text{ кг}$$

$$G_5 = \frac{2 \cdot F_5}{f_{\text{сид}}} \cdot g, \text{ кг} \quad (2.13)$$

$$G_5 = \frac{2 \cdot 2,48 \cdot 0,5}{0,34} \cdot 70 = 510,5 \text{ кг}$$

$$G_6 = F_6 \cdot \gamma \cdot g, \text{ кг} \quad (2.14)$$

$$G_6 = 2,48 \cdot 1,8 \cdot 12 \cdot 70 = 3749 \text{ кг}$$

$$G_7 = (F_7 - f_{06}) \cdot \gamma \cdot g, \text{ кг} \quad (2.15)$$

$$G_7 = (2,5 \cdot 1,4 - 0,7) \cdot 12 \cdot 70 = 2352 \text{ кг}$$

Реакції в елементах несучої структури кузова  $R_1$  та  $R_2$  визначаються на основі складання статичних рівнянь рівноваги системи у поздовжній вертикальній площині симетрії:

$$\sum M = 0 \quad (2.16)$$

де  $\sum M$  – рівняння моментів сил відносно характерної точки осей координат або опорного вузла.

$$G_m = E_{\text{сид}} \cdot T, \text{ кг} \quad (2.17)$$

де  $G_m$  – вага тари. Розраховується залежно від кількості сидячих місць;

$T$  – власна маса спорядженого кузова, що припадає на одне сидяче місце ( $T = 200 - 260$  кг),  $T = 220$  кг.

$$G_m = 30 \cdot 220 = 6600 \text{ кг}$$

Умови рівноваги:

$$(G_1 + G_2) \cdot 0,4 - G_m \cdot 2,6 - (G_3 + G_4) \cdot 2,96 - (G_5 + G_6) \cdot 3,5 + R_2 \cdot 7 - G_7 \cdot 7,14 = 0 \quad (2.18)$$

$$R_2 = \frac{(G_1 + G_2) \cdot 0,6 + G_m \cdot 2,4 + (G_3 + G_4) \cdot 4,15 + (G_5 + G_6) \cdot 3,8 + G_7 \cdot 7,14}{6} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{(3360 + 1647) \cdot 0,6 + 5400 \cdot 2,4 + (164,64 + 369) \cdot 4,15 + (510,5 + 3749) \cdot 3,8 + 2352 \cdot 7,14}{6} \\ &= 11378 \text{ кг} \end{aligned}$$

$$- G_7 \cdot 1,92 + (G_5 + G_6) \cdot 0,1 + (G_3 + G_4) \cdot 1,93 + G_m \cdot 2,5 + (G_1 + G_2) \cdot 4,5 - R_1 \cdot 5 = 0 \quad (2.20)$$

$$R_1 = \frac{G_7 \cdot 1,92 - (G_5 + G_6) \cdot 0,2 - (G_3 + G_4) \cdot 1,88 + G_m \cdot 2,3 - (G_1 + G_2) \cdot 3,8}{6} \quad (2.21)$$

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{2352 \cdot 1,92 - (510,5 + 3749) \cdot 0,2 - (164,64 + 369) \cdot 1,88 + 5400 \cdot 2,3 - (3360 + 1647) \cdot 3,8}{6} \\ &= 8226 \text{ кг} \end{aligned}$$

Оскільки у тролейбусах на передню керовану вісь припадає в середньому 36% від повної маси, а на задню - 64%, то

$$(R_1 + R_2) \cdot 0,36 \cong R_1 \quad (2.22)$$

$$(8226 + 11378) \cdot 0,36 \approx 7057 \text{ кг}$$

$$8226 > 7057 \text{ на } 0,93\%$$

У разі невиконання зазначеної умови рівності з похибкою в межах 3% виникає потреба в коригуванні планувальної схеми пасажирського

салону. Модернізація компонування передбачає зміщення або збільшення кількості місць для сидіння у бік осі, яку необхідно додатково довантажити, а також розширення накопичувальних майданчиків для стоячих пасажирів у тій частині кузова, де потрібна максимальна концентрація експлуатаційного навантаження.

## 2.2 Визначення навантажень на ходові частини

Бічний винос кузова при проходженні кривих радіусів:

$$\Delta = h \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varepsilon), \text{ см} \quad (2.23)$$

де  $S$  - ширина колії за колами кочення колісних засобів;

$h$  - відстань від базової площини підлоги (яка приймається за опорну поверхню) до загального центра ваги спорядженого кузова з урахуванням пасажирського навантаження,  $h = 1,2 \text{ м}$  ;

$\alpha$  - кут динамічного поперечного відхилення підресорених мас ( $h'=10-20 \text{ см}$ ) відносно площини проїзної частини під дією відцентрового прискорення:

$$\sin \alpha = \frac{h'}{S} \quad (2.24)$$

$$\alpha = \arcsin \frac{10}{20} \approx 3^\circ$$

$\varepsilon$  - кут динамічного крену кузова під дією відцентрових сил:

$$\varepsilon = \arcsin \frac{2 \cdot f}{l} \quad (2.25)$$

$P_C$  – відцентрова сила, що діє на транспортний засіб на закривленій ділянці дороги:

$$P_c = \frac{G \cdot U_{кр}^2}{g \cdot R_{кр}} \quad (2.26)$$

де  $G$  – вага завантаженого тролейбуса:

$$G = R_1 + R_2 \quad (2.27)$$

$$G = 82,26 + 113,78 = 196,04 \text{ кН}$$

$$U_{кр} = 3,8 \sqrt{R}, \text{ (м/с)} \quad (2.28)$$

$$U_{кр} = 3,8 \sqrt{20} = 16,9 \text{ (м/с)} = 60,84 \text{ (км/ч)}$$

$$P_c = \frac{196,04 \cdot (16,9)^2}{9,81 \cdot 20} = 114 \text{ (кН)}$$

Вертикальне зусилля, що зумовлює пружну деформацію елементів підвіски:

$$Z = \frac{P_c \cdot h}{l}, \text{ кН} \quad (2.29)$$

де  $l$  – відстань між ресорами,  $l = 1,6$  м.

$$Z = \frac{114 \cdot 1,2}{1,6} = 85,5 \text{ кН}$$

Деформацію підвіски від вертикального зусилля  $Z$  можна описати виразом:

$$f = Z \cdot \Gamma, \text{ см} \quad (2.30)$$

де  $\Gamma$  – показник ресорної гнучкості:

$$\Gamma = \frac{f_{cm}}{G}, \text{ см/кН} \quad (2.31)$$

де  $f_{cm}$  – прогин ресорної підвіски у статичному положенні ( $f_{cm} = 15 - 20$  см),  
 $f_{cm} = 16$  см:

$$\Gamma = \frac{16}{196,04} = 0,081 \text{ см/кН}$$

Тоді:

$$f = 85,5 \cdot 0,081 = 6,92 \text{ см}$$

$$\varepsilon = \arcsin \frac{2 \cdot 6,92}{160} \approx 15^\circ$$

Відцентрова сила, що діє на транспортний засіб на закривленій ділянці дороги:

$$\Delta = h \cdot \text{tg} (\alpha - \varepsilon), \text{ см} \quad (2.32)$$

$$\Delta = 1 \cdot \text{tg} (3 - 15) = - 0,2 \text{ м} = - 20 \text{ см}$$

Знак "мінус" при визначенні зміщення кузова свідчить про те, що відхилення від вертикальної осі під впливом відцентрової сили  $P_C$  перевищує зміщення, зумовлене висотою центра мас  $h$ .

При цьому додаткове вертикальне навантаження на мости (осі), що виникає через дію поперечних сил у повороті, визначається з рівнянь рівноваги системи у поперечно-вертикальній площині:

$$- Q_{\delta} - 2 + 0,4 \cdot P_C \cdot h + 0,4 \cdot G_{\Delta} + 0,4 \cdot P_{\epsilon} + 0,4 \cdot h_{\kappa} = 0 \quad (2.33)$$

де  $P_{\epsilon}$  – тиск вітрового потоку збоку,  $p = 0,4 \text{ кН/м}^2$  ;

$$P_{\epsilon} = p \cdot D \cdot h_{\kappa}, \text{ кН} \quad (2.34)$$

$$P_{\epsilon} = 0,4 \cdot 10 \cdot 4,8 = 16 \text{ кН}$$

$h_{\kappa}$  – приймаємо рівним  $0,4 \cdot h$ .

$$Q_{\delta} = -l + 0,4 \cdot P_C \cdot h + 0,4 \cdot G_{\Delta} + 0,4 \cdot P_{\epsilon} + 0,4 \cdot h_{\kappa}, \text{ кН}$$

$$Q_{\delta} = -1,5 + 0,4 \cdot 114 \cdot 1,2 + 0,4 \cdot 196,04 \cdot (-0,2) + 0,4 \cdot 16 + 0,4 \cdot 4,8 = 45,85 \text{ кН}$$

$$K_{\delta} = 1 + a + \frac{0,01 \cdot V}{f_{cm}} \quad (2.35)$$

де  $a$  – коефіцієнт інерції ( $a = 0,1 - 0,2$ ),  $a = 0,16$ ;

$V$  – конструкційна швидкість, км/г:

$$K_{\delta} = 1 + 0,16 + \frac{0,01 \cdot 70}{16} = 1,2$$

$$P_{\delta} = G \cdot (K_{\delta} - 1), \text{ кН} \quad (2.36)$$

$$P_{\delta} = 196,04 \cdot (1,2 - 1) = 39,2 \text{ кН}$$

$$G' = G \sin \alpha_y = G \sin \arctg i, \text{ кН} \quad (2.37)$$

$$G' = 196,04 \cdot \sin \arctg 0,17 = 24,2 \text{ кН}$$

$$G'' = G \cos \alpha_y = G \cos \arctg i, \text{ кН} \quad (2.38)$$

$$G'' = 196,04 \cdot \cos \arctg 0,17 = 172 \text{ кН}$$

де  $i$  – заданий ухил,  $i = 0,17 \%$ .

$$Q_{y.в.} = \frac{G' \cdot h}{5}, \text{ кН} \quad (2.39)$$

$$Q_{y.в.} = \frac{24,2 \cdot 1,2}{5} = 5,8 \text{ кН}$$

$$Q_{y.z.} = 0,5 \cdot G', \text{ кН} \quad (2.40)$$

$$Q_{y.z.} = 0,5 \cdot 24 = 12 \text{ кН}$$

$$P_u = m \cdot \left| \frac{dV}{dt} \right|, \text{ кН} \quad (2.41)$$

де  $m$  - вага завантаженого кузова;

$\left| \frac{dV}{dt} \right|$  - прискорення або уповільнення рухомого складу при наборі або

зменшенні швидкості:

$$\left| \frac{dV}{dt} \right| = 9,81 \cdot \frac{\Psi}{1 + \gamma}, \text{ м/с}^2 \quad (2.42)$$

де  $\psi$  - коефіцієнт зчеплення колеса з дорожнім полотном ( $\psi = 0,4 - 0,7$ ),

$$\psi = 0,5;$$

$1 + \gamma$  - коефіцієнт інерції компонентів екіпажу, що обертаються,  $1 + \gamma = 1,23$

$$\left| \frac{dV}{dt} \right| = 9,81 \cdot \frac{0,5}{1,23} = 3,98, \text{ м/с}^2$$

$$P_u = \frac{G}{g} \cdot \left| \frac{dV}{dt} \right|, \text{ кН} \quad (2.43)$$

$$P_u = \frac{196,04}{9,81} \cdot 3,98 = 79,5 \text{ кН}$$

Отримані результати розрахунків перебувають у межах допустимих значень і повністю відповідають вимогам безпечної експлуатації рухомого складу.

### 3 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

Розрахунок контактних напружень за узагальненою теорією Герца базується на припущенні, що до навантаження контакт між двома пружними тілами має точковий характер. Для конічних зубчастих коліс із круговими зубами ця умова виконується досить точно, оскільки в процесі зачеплення опукло-увігнута поверхня одного зуба взаємодіє в окремій точці з двоопуклою поверхнею спряженого зуба.

Для коректного застосування герцівської методики визначення контактних напружень необхідно виконання таких умов [5]:

- а) деформації в зоні контакту повинні бути виключно пружними;
- б) площа контактної ділянки має бути незначною порівняно із загальною площею поверхонь, що взаємодіють;
- в) контактуючі поверхні повинні бути достатньо гладкими, а сили взаємодії — спрямованими по нормалі до поверхонь, тобто вплив тертя має бути мінімальним;
- г) розрахунок базується на дії статичних навантажень;
- д) матеріали контактуючих тіл повинні бути однорідними та ізотропними.

Розглянемо виконання зазначених умов для конічних передач із круговими зубами.

Оскільки в даному випадку використовуються зуби з високою твердістю ( $HRC > 45$ ), можна вважати, що деформації залишаються в межах пружної області, тобто умова а) виконується повністю.

Результати розрахунків свідчать, що фактична площа контакту становить лише 3–10 % від загальної поверхні зуба. Це підтверджує виконання умови б) щодо локального характеру контактної взаємодії.

Після механічної обробки, термічного зміцнення та приробітку поверхні зубів досягають високої якості обробки (9–10 клас шорсткості). Коефіцієнт тертя між зубами зазвичай знаходиться в межах 0,05–0,06, а в

полюсі зачеплення ковзання практично відсутнє. Отже, умова в) також може вважатися виконаною.

У реальних редукторах поряд зі статичними навантаженнями виникають і динамічні складові. Проте їх вплив значною мірою залежить від точності виготовлення та монтажу передачі, жорсткості опор і корпусу редуктора. Для врахування динамічних ефектів у розрахунках застосовують відповідні коефіцієнти навантаження. Таким чином, умова враховується з достатньою для інженерних розрахунків точністю.

Матеріали зубчастих коліс після якісної механічної та термічної обробки характеризуються високою однорідністю структури, відсутністю значних внутрішніх дефектів і практично ізотропними властивостями. Це забезпечує виконання умови [5].

Отже, можна зробити висновок, що основні припущення, покладені в основу герцівського розв'язання просторової контактної задачі теорії пружності, достатньо добре відповідають реальним умовам роботи конічних зубчастих передач із круговими зубами [6].

Суть герцівської теорії полягає в тому, що до прикладання навантаження зуби контактують лише в одній точці. Після виникнення сили, спрямованої вздовж спільної нормалі до поверхонь контакту, відбувається пружне зближення зубів і локальна деформація їх поверхневих шарів. Унаслідок цього початковий точковий контакт перетворюється на контакт по певній площі.

Згідно з теорією Герца, у загальному випадку форма контактної ділянки має вигляд еліпса. Теоретичні розрахунки та експериментальні дослідження показують, що для конічних коліс із круговими зубами цей еліпс є значно витягнутим, а відношення його великої осі до малої зазвичай становить від 20 до 50. Це свідчить про специфічний характер розподілу контактних напружень у зоні зачеплення таких передач.

Герц математично довів, що контактні напруги в межах еліптичного майданчика розподіляються за законом напівеліпсоїда, побудованого на цій

площі. Напруження в будь-якій точці контактної зони відповідає аплікаті (координаті  $Z$ ) цього напівеліпсоїда. Свого максимуму ( $\sigma_{max}$ ) напруга досягає в центрі майданчика (у точці початкового дотику), а на його контурі (межі) вона дорівнює нулю.

Класична методика Герца дозволяє аналітично визначити максимальні контактні напруги в центрі еліптичного майданчика пружного контакту, знайти геометричні розміри (величини великої та малої півосей) і просторове розташування майданчика контакту та обчислити величину взаємного пружного зближення зубів під навантаженням [6].

Для реалізації цього розрахунку необхідно мати такі вихідні дані:

1. Величина нормального навантаження ( $P_n$ ): повна сила, що діє по нормалі до поверхонь зачеплення.
2. Геометричні параметри контакту: величини головних кривизни дотичних поверхонь у точці їх початкового контакту ( $k_{11}, k_{12}, k_{11}, k_{12}$ ), а також кут  $\theta_1$  між першими головними напрямками цих поверхонь у дотичній площині.
3. Пружні характеристики матеріалу ( $\eta$ ): узагальнена пружна постійна матеріалів спряженої пари коліс.

Найбільші обчислювальні труднощі виникають під час визначення головних кривизни та кута між ними (пункт 2). Проте для полюса зачеплення виведено спрощені аналітичні залежності, що дозволяє виконувати розрахунок вручну. Для точок, розташованих поза полюсом зачеплення, визначення головних кривизни потребує залучення складнішого математичного апарату диференціальної геометрії:

$$F_K = \pi \cdot a_K b_K \quad (3.1)$$

де  $a_K$  - більша площа еліпсу контакту;  $b_K$  - напіввісь еліпсу контакту.

Виглядає рівняння цього еліпсу таким чином:

$$\frac{x_K^2}{a_K^2} + \frac{y_K^2}{b_R^2} = 1 \quad (3.2)$$

Величина контактної тиску в довільній точці еліптичного майданчика є прямо пропорційною аплікаті  $z_K$  напівеліпсоїда напруженого стану:

$$\frac{x_K^2}{a_K^2} + \frac{y_K^2}{b_R^2} + \frac{z_K^2}{c_K^2} = 1 \quad (3.3)$$

де  $a_K, b_K, c_K$  – півосі еліпсоїда напруженого стану.

Представимо контактні напруги в довільній точці всередині еліптичного контуру через їхнє максимальне (нормальне) значення в центрі майданчика:

$$\sigma_K = p = p_0 \frac{z_K}{c_K} p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x_K}{a_K}\right)^2 - \left(\frac{y_K}{b_K}\right)^2} \quad (3.4)$$

Визначення нормального зусилля  $P_n$  через параметр  $p$  здійснюється за такою формулою:

$$P_n = \int_{F_K} h dF_K = \frac{p_0}{c_K} \int_{F_K} z dF_K, \quad (3.5)$$

де величина об'єму напівеліпсоїда напруженого стану

$$\int_{F_K} z dF_K = \frac{2}{3} \pi \cdot a_K b_K c_K \quad (3.6)$$

Шляхом підстановки значення інтеграла з рівняння (3.6) в (3.7), знайдемо вираз для обчислення пікового контактного напруження в геометричному центрі майданчика:

$$p_0 = \sigma_{K \max} = \int_{F_K} z dF_K = \frac{3P_n}{2\pi \cdot a_K b_K} = \frac{1,5P_n}{F_K} \quad (3.7)$$

З цієї формули очевидно, що максимальний тиск в центрі еліптичної площадки пружного контакту  $\sigma_{K \max}$  в 1,5 рази більше середнього тиску  $\frac{P_n}{F_K}$ .

Під дією нормального навантаження  $P_n$  у зоні контакту виникає місцева пружна деформація обмеженого об'єму металу, внаслідок чого спряжені зуби зближуються. Це зближення характерне тим, що точки зубів, які розташовані поза зоною деформації, зміщуються на величину  $\delta$  уздовж осі  $z_K$ .

Натомість у межах самої зони деформації (всередині еліптичного контуру) точки зубів здійснюють як зазначене загальне переміщення, так і додаткове місцеве пружне зміщення, величина якого змінюється залежно від їхнього розташування на контактному майданчику.

З огляду на це, сумарне переміщення точок у зоні деформації визначається таким чином:

$$\delta = (\varpi_1 + \varpi_2) + (z_1 + z_2), \quad (3.8)$$

де  $\delta$  - пружне (сумарне) зближення контактуючих зубів;

$\varpi_1 + \varpi_2$  - взаємне зміщення точок на контактуючих зубів;

$z_1 + z_2$  - вільне зміщення зазначених точок до моменту початкового дотику.

Сумарний початковий проміжок (зазор) між точками до їхнього взаємного контакту можна представити у такому вигляді:

$$z_1 + z_2 = A_x^2 + B_y^2 \quad (3.9)$$

Найбільші пружні деформації розвиваються вздовж осі  $z_K$ , де в момент початкового точкового дотику виконується умова  $z_1 + z_2 = 0$ . Звідси випливає, що в геометричному центрі еліптичного майданчика контакту:

$$\delta_0 = \varpi_1 + \varpi_2, \quad (3.10)$$

На контурі еліпса контакту діють виключно вільні геометричні переміщення,  $a = 0$ , отже:

$$\delta_K = z_1 + z_2 \quad (3.11)$$

У центрі майданчика контакту нормальне контактне напруження досягає свого максимуму, оскільки місцева пружна деформація тут також є найбільшою і дорівнює величині повного зближення зубів. Натомість на контурі еліпса, де локальні пружні зміщення відсутні, контактне (нормальне) напруження дорівнює нулю.

Отже,

$$p_0 = \sigma_{Kmax} \quad (3.12)$$

$$p_{KOH} = 0 \quad (3.13)$$

Таким чином, у напрямку від центра еліпса до контуру майданчика контакту величини пружних переміщень та контактних напружень монотонно зменшуються.

Отже, використання еліпсоїдального закону розподілу контактних напружень по еліптичному майданчику пружного контакту дозволяє розв'язати просторову задачу Герца для конічних коліс із круговими зубами.

У найзагальнішому вигляді для двох спряжених поверхонь (одна з яких сформована точками еліптичного класу, а інша - точками гіперболічного класу) Герц вивів таку формулу для визначення максимального контактного напруження (кгс/мм<sup>2</sup> або МПа) в центрі еліптичного майданчика пружного контакту:

$$\sigma_{K \max} = \frac{1}{\pi a_K b_K} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left( \frac{\sum k_{ГЛ}}{\eta_{ВПР}} \right)^2 P_n} \quad (3.14)$$

Застосуємо цю формулу для визначення максимального нормального контактного напруження в полюсі зачеплення  $P_m$ . Порядок розрахунку цього напруження наведено нижче:

1. Визначення головних кривизни бічних поверхонь зубів шестірни та колеса ( $k_{I1}, k_{I2}, k_{II1}, k_{II2}$ ) у полюсі зачеплення  $P_m$ , їхньої суми, а також безрозмірного коефіцієнта  $\eta$  за формулою:

$$n = \sqrt{\frac{(k_{I1m} - k_{II1m})^2 + (k_{I2m} - k_{II2m})^2 + 2(k_{I1m} - k_{II1m})(k_{I2m} - k_{II2m}) \cos 2\theta_{1m}}{\sum k_{ГЛ}}} \quad (3.15)$$

$$\theta_{1m} = \pm(\theta_{I1m} - \theta_{I2m}) \quad (3.16)$$

Для квазіевольвентних передач треба за формулами визначити  $\theta_{I1m}$  та  $\theta_{I2m}$ :

$$\operatorname{tg} \theta_{I1m} = \frac{r_{S1} (1 + \sin^2 \alpha_n \operatorname{tg}^2 \beta_m) k_{I1m} + k_H \cos \alpha_n}{-k_H \sin \alpha_n \cos \alpha_n \operatorname{tg} \beta_m} \quad (3.17)$$

$$\operatorname{tg} \theta_{I2m} = \frac{r_{S2} (1 + \sin^2 \alpha_n \operatorname{tg}^2 \beta_m) k_{I2m} + k_H \cos \alpha_n}{-k_H \sin \alpha_n \cos \alpha_n \operatorname{tg} \beta_m} \quad (3.18)$$

де  $r_{S(1,2)}$  – похідні радіуси.

Визначимо пружну постійну (мм<sup>2</sup>/кгс):

$$\eta_{\text{УПР}} = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \quad (3.19)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;

$E$  – модуль Юнга (нормальної пружності), кгс/мм<sup>2</sup>.

Після розрахунків з'ясуємо, що  $\mu$  та  $E$  для цих компонентів пари однакові.

Знайдемо нормальне зусилля (кгс):

$$P_n = \frac{P_{\text{ОКР}}}{\cos\alpha_n \cdot \cos\beta_m} \quad (3.20)$$

де  $P_{\text{ОКР}}$  – колове зусилля в полюсі зачеплення  $P_m$  кгс.

Розміри півосей (мм) контактної еліпси визначимо за формулами:

$$a_k = n_a \sqrt[3]{\frac{3\eta_{\text{УПР}} P_n}{2 \sum k_{\Gamma\text{Л}m}}} \quad (3.21)$$

$$b_k = n_b \sqrt[3]{\frac{3\eta_{\text{УПР}} P_n}{2 \sum k_{\Gamma\text{Л}m}}} \quad (3.22)$$

Визначимо пружне зближене (мм):

$$\delta_k = \frac{n_\delta}{2} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \eta_{\text{УПР}}^2 \sum k_{\Gamma\text{Л}m} P_n^2} \quad (3.23)$$

Максимальні дотичні контактні напруження (кгс/мм<sup>2</sup>) обчислюються за такою формулою:

$$\tau_{\text{к max}} = 0,325 \sigma_{\text{к max}} \quad (3.24)$$

Щоб знайти глибину їх залягання під поверхнею контакту, треба скористатися такою формулою:

$$Z_{\tau \max} = 0,31 a_k \quad (3.25)$$

Аналіз виразу (2.60) свідчить, що формування контактного напруження відбувається під впливом трьох основних чинників, які діють у передачі: геометричного, який визначає кривизну спряжених поверхонь та їхнє взаємне розташування, фізичного, що відображає пружні властивості матеріалу шестірні та колеса, та силового, який задає величину нормального зусилля в зачепленні.

З огляду на зазначені чинники, залежність для обчислення максимального нормального контактного напруження (кгс/мм<sup>2</sup>) у полюсі зачеплення  $P_m$  можна подати у такому вигляді:

$$\sigma_{km} = k_{\sigma\Gamma m} k_{\sigma\phi} k_{\sigma sm} \quad (3.26)$$

де  $k_{\sigma\Gamma m}$  – геометричний комплекс;

$k_{\sigma\phi}$  – фізичний комплекс;

$k_{\sigma sm}$  – силовий комплекс.

Щоб визначити ці комплекси, треба скористатися наступними формулами:

$$k_{\sigma\Gamma m} = \frac{1}{\pi n_a n_b} n_b^3 \sqrt{\frac{3(\sum k_{\Gamma lm})^2}{2}} \quad (3.27)$$

де  $k_{\sigma\Gamma m}$  в мм <sup>$-\frac{2}{3}$</sup> ;

$$k_{\sigma\phi} = \sqrt[3]{\eta_{ynp}^{-2}} \quad (3.28)$$

де  $k_{\sigma\phi}$  в  $\text{кгс}^{\frac{2}{3}} / \text{мм}^{-\frac{2}{3}}$ ;

$$k_{\sigma m} = \sqrt[3]{\frac{P_{OKP}}{\cos\alpha_n \cdot \cos\beta_m}} \quad (3.29)$$

де  $k_{\sigma m}$  в  $\text{кгс}^{\frac{1}{3}}$ .

Така структура формули для визначення максимального нормального контактної напруження  $\sigma_{km}$  у полюсі зачеплення  $P_m$  дозволяє проаналізувати ізольований (окремий) вплив кожного з чинників на його величину.

Допустимі граничні контактні (нормальні) напруження для конічних пар із круговими зубами, що пройшли цементацію та гартування або азотування, за твердості робочих поверхонь HRC=55 ÷ 60, приймають рівними:

$$[\sigma_k]_{пред} = 137,0 \text{ кгс/мм}^2 \quad (3.30)$$

Необхідно виконати умову:

$$\sigma_{km} \leq [\sigma_k]_{пред} \quad (3.31)$$

Маємо  $133,2 < 137,0$ . Отже, умови (2.77) дотримано.

При розрахунку контактних напружень необхідно ввести коефіцієнти  $k_v$ ,  $k_o$ ,  $k_m$  до величини діючого нормального навантаження  $P_n$ .

Коефіцієнт динамічного навантаження  $k_v$  враховує вплив кінематичних похибок елементів зубчастого вінця залежно від колової швидкості коліс.

Коефіцієнт зовнішньої динаміки (внутрішньої сили)  $k_o$  враховує характер роботи двигуна та специфіку навантаження, що створюється споживачем потужності (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Коефіцієнт  $k_0$ 

Робота двигуна	Навантаження, що створює споживач		
	Рівномірне	З легкими поштовхами	З помірними поштовхами
Рівномірна	1,0	1,25	1,75
З легкими поштовхами	1,25	1,50	2,0
З повільними поштовхами	1,5	1,75	2,25

Коефіцієнт  $k_m$  враховує нерівномірність (концентрацію) розподілу навантаження вздовж ліній контакту, яка виникає внаслідок пружних деформацій елементів передачі та безпосередньо її зубів під дією робочих зусиль (табл. 3.2).

Отже,

$$P_{nd} = k_v k_0 k_m P_n, \quad (3.32)$$

де  $P_{nd}$  в кгс.

Розрахункове значення допустимого контактного напруження коригується введенням поправочних коефіцієнтів  $k_t$ ,  $k_3$ .

Щоб підрахувати температурний коефіцієнт, треба скористатися такою формулою:

$$k_t = \frac{273 + t}{344}, \quad (3.33)$$

де  $t = 74 \div 138 \text{ }^\circ\text{C} = 74 + 138 \text{ }^\circ\text{C}$  – гранична температура масла.

Коефіцієнт  $k_3$  - коефіцієнт надійності, значення якого становить 1,25 для відповідальних передач та 1 для передач загального призначення.

Таким чином,

$$[\sigma_k] = \frac{[\sigma_k]_{пред}}{k_t k_3} \quad (3.34)$$

За методикою оцінювання контактних напружень реалізуються як перевірочний розрахунок розробленої передачі, так і оптимізація її параметрів на стадії проектування.

Результати проведених теоретичних розрахунків підтверджують працездатність конструкції та дозволяють рекомендувати цю тягову передачу для інтеграції у передній привод транспортного засобу.

## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 4.1 Задачі розділу

Відповідно до Конституції України, держава піклується про покращення умов охорони праці, її наукову організацію, а також про скорочення і подальше повне витіснення важкої фізичної праці шляхом комплексної механізації та автоматизації виробничих процесів в усіх галузях економіки [7].

Кодекс законів про працю (КЗпП) та Закон України «Про охорону праці» регламентують режим робочого часу й відпочинку працівників, права громадян на працю, гарантії та компенсації, трудову дисципліну, а також умови праці жінок і пільги для осіб, які поєднують роботу з навчанням. На підставі цих нормативно-правових актів впроваджуються заходи щодо створення безпечних умов праці, запобігання нещасним випадкам та професійним захворюванням [8].

Завдяки реалізації Системи стандартів безпеки праці (ССБП) забезпечується відповідність техніки й технологій сучасним вимогам безпеки та виробничої гігієни.

Тролейбусне депо є об'єктом підвищеної небезпеки через низку чинників: наявність високої напруги, постійний рух транспортних засобів, експлуатацію складного електрообладнання та наявність пожежонебезпечних ділянок. Оскільки реальні виробничі умови характеризуються наявністю небезпечних і шкідливих чинників, особливу увагу необхідно приділяти дотриманню вимог гігієни праці, техніки безпеки та пожежної безпеки.

Метою цього розділу є розробка комплексних інженерно-технічних заходів, рішень та інструкцій, які гарантують безпечні й здорові умови праці під час виконання робіт у цеху технічного обслуговування (ТО) тролейбусного депо [9].

## **4.2 Аналіз умов роботи і виявлення небезпечних і шкідливих факторів на ділянці контролю стану і ремонту механічного обладнання в цеху ТО.**

На території цеху технічного обслуговування (ТО) депо здійснюється діагностика та ремонт механічного обладнання рухомого складу.

Відповідно до [10], на цьому робочому посту на працівників можуть впливати такі небезпечні та шкідливі виробничі чинники:

- рухомі машини та механізми;
- підвищена або знижена температура повітря в робочій зоні;
- підвищений рівень шуму;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищена напруга в електричному колі, замикання якого можливе через тіло людини;
- підвищена рухливість повітря.

Наявність зазначених чинників зумовлена тим, що первинний контроль стану механічного обладнання виконується безпосередньо в оглядовій канаві цеху технічної діагностики, де фахівець приймає рішення щодо обсягу необхідних ремонтних робіт. Такий контроль часто здійснюється за несприятливих метеорологічних умов (погоди) та в умовах підвищеного шумового фону, викликаного роботою виробничого обладнання й рухом транспорту [9].

## **4.3 Розробка організаційних і технічних заходів щодо створення нешкідливих і безпечних умов роботи на ділянці діагностування та ремонту механічного обладнання**

### **4.3.1 Вимоги до планування**

Для організації технічного діагностування механічного обладнання рухомого складу на потоковій лінії виділяється спеціалізована ділянка, що оснащується відповідним обладнанням. Розрахунок площі цієї виробничої

зони виконується на основі чинних габаритних норм і технологічних відстаней [10].

Оскільки конструктивні особливості частини механічного обладнання тролейбуса вимагають його огляду, дефектовки та демонтажу знизу, на ділянці передбачається влаштування спеціальної оглядової канави.

Відповідно до будівельних та санітарно-технічних норм тролейбусних депо, параметри оглядових канав мають відповідати таким вимогам: ширина канави - не менше 1000 мм, глибина - не менше 1250 мм; краї канав обладнуються направляючими (ребордами) або попереджувальними бортами заввишки не менше 100 мм; бічні стіни облицьовуються світлою кахельною плиткою, а підлога виконується з ухилом у бік трапів для забезпечення стоку води; для безпечного входу та виходу з канави встановлюються постійні сходи; для переходу через канави кожні 30 – 40 м передбачаються знімні перехідні містки завширшки не менше 800 мм; міжрівневий простір та підлога між суміжними канавами виконуються у вигляді рівного настилу зі збірних залізобетонних плит або бетону з мармуровою крихтою.

Крок та просторове розміщення технологічних ліній приймаються з урахуванням архітектурних елементів будівлі: відстань між осями двох суміжних канав за відсутності між ними колон становить не менше 5000 мм, а за наявності колон - збільшується на величину їхньої ширини; відстань від стіни будівлі до буфера тролейбуса має бути не менше 2000 мм (за наявності відкритих сходів цей габарит збільшується на довжину сходинок із додаванням зазору 500 мм від нижнього маршу до буфера); дистанція між буферами тролейбусів, що послідовно стоять на одній канаві, становить не менше 1000 мм; відстань від стіни до осі крайньої канави (колії) приймається не менше 3000 мм, а за наявності в стіні пішохідного проходу - збільшується до 3500 мм.

На основі наведених нормативних геометричних параметрів та габаритів рухомого складу визначимо загальну площу ділянки діагностування та ремонту механічного обладнання:

$$S = (4,3 + 2,7) (1,5 + 0,7 + 13 + 0,8) = 112 \text{ м}^2$$

Пульт керування з табло індикації інтегрується в нішу стіни, що реалізується завдяки збільшеній відстані між віссю оглядової канави та стіною з прорізом.

#### 4.3.2 Мікроклімат повітря робочої зони

Мікроклімат виробничих приміщень визначається такими основними параметрами: температура повітря в приміщенні, відносна вологість повітря та швидкість руху повітря.

Нормативи всіх параметрів мікроклімату встановлюються для робочої зони згідно з вимогами [11].

Оптимальні мікрокліматичні умови - це таке поєднання параметрів мікроклімату, яке за тривалого та систематичного впливу на людину забезпечує підтримання нормального функціонального й теплового стану організму, а також не викликає напруження системи терморегуляції працівника (табл. 4.1).

Категорія робіт за рівнем важкості визначається загальними енерговитратами організму. Трудова діяльність персоналу, зайнятого контролем та ремонтом механічного обладнання, належить до категорій важкої фізичної праці (категорії III або IIb), оскільки ці роботи пов'язані з постійною ходьбою, переміщенням і перенесенням вантажів.

Таблиця 4.1 - Оптимальні параметри повітря в робочій зоні

Період року	Температура повітря, °C	Швидкість руху повітря не більше, м/с
Холодний	17-19	0,2
Теплий	20-22	0,4

Оптимальне значення відносної вологості повітря становить 40 – 60%. У цеху технічного обслуговування (ТО) спостерігається підвищена рухливість повітряних мас, зумовлена періодичним відкриванням в'їзних воріт профілакторію, що призводить до локального зниження температури в робочій зоні.

Для компенсації тепловтрат та підтримки належних мікрокліматичних умов на підприємствах міського електротранспорту застосовують систему водяного опалення, а також влаштовують автоматичні повітротеплові завіси біля в'їзних воріт.

#### **4.3.3 Освітлення ділянки контролю ремонту механічного обладнання**

Необхідний рівень природного освітлення виробничої ділянки забезпечується за рахунок загального природного освітлення цеху ТО й профілактичного обслуговування [12].

Виконаємо розрахунок штучного освітлення ділянки.

Виробниче приміщення, в якому розташована ділянка, за характером зорової праці належить до першої групи. Це передбачає виконання робіт із постійною (фіксованою) спрямованістю лінії зору працівників на робочу поверхню та тривалим розрізненням об'єктів зорової уваги (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 - Показники приміщень 1 групи

Характеристика зорової роботи	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення з фоном	Характеристики фону	Нормована освітленість Е, лк
Середньої точності	IV	г	Середній	світлий	150

Коефіцієнти відбиття світла для свіжопобіленої стелі, стін та підлоги становлять 70%, 50% і 30% відповідно.

На основі визначеної площі ділянки (112 м<sup>2</sup>) виконаємо розрахунок необхідної кількості світильників.

Індекс приміщення обчислюємо за наступною формулою:

$$i = A \cdot B / h \cdot (A+B), \quad (4.1)$$

де  $A$  - довжина приміщення, м; ( $A = 16$  м)

$B$  - ширина приміщення, м; ( $B = 7$  м)

$h$  - розрахункова висота підвішування світильників, м; ( $h = 5$  м).

$$i = 16 \cdot 7 / 5 \cdot (16+7) = 515,2.$$

Для обраного світильника з лампою розжарювання типу Г-220-300 та визначеного індексу приміщення  $i = 515,2$  знаходимо коефіцієнт використання світлового потоку, який становить  $\eta = 0,62$ .

Вихідні дані для подальшого розрахунку: номінальний світловий потік лампи Г-220-300,  $\varphi = 3700$  лм; коефіцієнт запасу для виробничого приміщення  $K_s = 1,4$ ; коефіцієнт нерівномірності штучного освітлення  $Z = 1,17$ . Необхідну кількість світильників визначаємо за формулою:

$$n = (E \cdot S \cdot K_s \cdot Z) / \varphi \cdot \eta, \quad (4.2)$$

$$n = (150 \cdot 112 \cdot 1,4 \cdot 1,17) / 3700 \cdot 0,62 = 4,61 \text{ шт} \approx 5 \text{ шт.}$$

Схема розміщення світильників на ділянці діагностики та ремонту механічного обладнання наведена на рис. 4.3.

#### 4.3.4 Захист від шуму і вібрації

Фактичний рівень звуку на робочому місці у виробничому приміщенні становить 75 дБа, а допустима норма вібрації регламентується згідно з [13].

Під час роботи технологічного обладнання зниженню рівнів вібрації сприяє її ізоляція від фундаменту (основи) шляхом монтажу пружних елементів (віброізоляторів).

Будівельні норми [13] передбачають захист від шуму такими архітектурно-будівельними та акустичними методами:

- звукоізоляція огорожувальних конструкцій;
- встановлення у приміщеннях звукопоглинальних конструкцій, акустичних екранів і бар'єрів;
- застосування глушників аеродинамічного шуму в системах вентиляції.

Як засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) від шуму використовують протишумні навушники, протишумні вкладиші (беруші) тощо. Для індивідуального захисту від загальної вібрації, що передається на людину через нижні кінцівки, рекомендується використовувати спеціальне взуття на повстяній підошві або на товстій підошві з мікропористої гуми.

#### 4.3.5 Електробезпека

Ступінь небезпеки ураження електричним струмом безпосередньо залежить від величини номінальної напруги. За класифікацією умов середовища цех технічного обслуговування (ТО) належить до категорії особливо небезпечних приміщень, оскільки робоча напруга електроустановок тут становить до 1000 В, а виробнича зона характеризується наявністю таких несприятливих чинників [13]:

- висока вологість або вогкість;
- струмопровідна підлога (залізобетонна, земляна, облицьована цеглою тощо);
- наявність струмопровідного технологічного пилу, який осідає на

провідниках та проникає всередину обладнання;

- значна кількість заземлених металоконструкцій будівлі, верстатів та механізмів, розташованих так, що людина може одночасно торкнутися їх та корпусу електроустановки.

Основними причинами виробничого електротравматизму є випадковий дотик до струмопровідних частин, що перебувають під напругою, або поява потенціалу на конструктивних металевих елементах (корпусах) обладнання внаслідок пошкодження ізоляції. З метою захисту персоналу від ураження струмом у разі замикання на корпус застосовують захисне заземлення [13].

Захисне заземлення - це навмисне електричне з'єднання із землею або її еквівалентом металевих неструмопровідних частин, які можуть опинитися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, індуктивного впливу сусідніх ліній, виносу потенціалу чи розряду блискавки.

Визначимо необхідну кількість та геометричні параметри заземлювачів для контуру ділянки.

Щоб визначити розрахунковий питомий опір ґрунту, треба скористатися наступною формулою:

$$R_{\text{розра.}} = \varepsilon \cdot \rho, \quad (4.3)$$

де  $R_{\text{розра.}}$  - розрахунковий питомий опір ґрунту, Ом · м;

$\varepsilon$  - коефіцієнт сезонності;

$\rho$  - табличне значення питомого опору.

$$R_{\text{розра.}} = 1,3 \cdot 150 = 195 \text{ Ом} \cdot \text{м.}$$

Для розрахування опору розтікання струму в одиночному трубчастому заземлювачі потрібна така формула:

$$R_0 = \rho_{\text{розра.}} / 2\pi l (\ln 2l/d + 1/2 \ln 4H+1 / 4H-1), \text{ Ом} \quad (4.4)$$

де  $R_0$  – опір розтіканню струму, Ом;

$l$  - довжина одиночного заземлювача, м;

$H$  - відстань від поверхні Землі до середини заземлювача, г;

$D$  - ширина одиночного заземлювача, м.

Підставивши у формулу (4.4) відповідні числові значення, отримаємо:

$$R_0 = 195/2 \cdot 3,14 \cdot 3(\ln 2 \cdot 3/0,1 + \ln 4 \cdot 3,4 + 3/4 \cdot 3,4 - 3) = 47,2 \text{ Ом}$$

Визначимо потрібну кількість паралельно з'єднаних одиночних електродів за наближеною залежністю, не враховуючи на цьому етапі провідність смуги зв'язку:

$$n_3 = R_0 / R_{\text{доп}} \cdot \eta, \text{ шт.} \quad (4.5)$$

де  $n_3$  - число одиночних заземлювачів, шт.;

$R_{\text{доп}}$  - максимально допустимий опір заземлювального пристрою, Ом;

$\eta$  - коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів у групі.

Після підстановки числових даних у вираз (4.5) маємо:

$$n_3 = 47,2/5 \cdot 0,6 = 15,7 \approx 16 \text{ шт.}$$

Загальну довжину горизонтальної з'єднувальної смуги контуру заземлення обчислюємо за такою формулою:

$$l = a \cdot (n_3 - 1), \text{ м} \quad (4.6)$$

де  $l$  - довжина горизонтальної сполучної смуги, м;

$a$  – відстань від одного вертикального заземлювача до іншого, м.

Підставивши у формулу (4.6) відповідні числові значення, отримаємо:

$$l = 3 \cdot (16-1) = 45 \text{ м.}$$

Для визначення опору сполучної смуги треба скористатися такою формулою:

$$R_n = \rho_{\text{розр}} / 2\pi l \cdot \ln l^2/dh, \text{ Ом} \quad (4.7)$$

де  $R_n$  - опір сполучної смуги, Ом;

$h$  – глибина, на якій залягає смуга, м.

Підставляємо в формулу (4.7) числові значення величин:

$$R_n = 195/2 \cdot 3,14 \cdot 3 \ln 3^2/0,157 \cdot 0,9 = 44,3 \text{ Ом}$$

Результуючий опір розтіканню струму групового заземлювального пристрою з урахуванням провідності з'єднувальної смуги обчислюємо за формулою:

$$R_{\text{гр}} = R_o \cdot R_n / R_o \cdot \eta_n + R_n \cdot \eta \cdot \eta_3 \text{ Ом} \quad (4.8)$$

де  $R_{\text{гр}}$  – результуючий опір, Ом;

$\eta_n$  – коефіцієнт використання сполучної полоси.

Підставимо в формулу (4.8) числові значення величин, отримаємо:

$$R_{\text{гр}} = 47,2 \cdot 44,3/47,2 \cdot 0,3 + 44,3 \cdot 0,6 \cdot 16 = 438,57 \text{ Ом.}$$

Приєднання електрообладнання до заземлювальних провідників виконується за допомогою болтових з'єднань або зварювання. Особливу увагу слід звернути на те, що кожен елемент обладнання має приєднуватися

до магістралі заземлення або заземлювального пристрою за допомогою окремого відгалуження. Послідовне підключення кількох заземлюваних елементів до одного заземлювального провідника суворо заборонено. Відповідно до чинних нормативних вимог, опір заземлювального пристрою в мережах напругою до 1000 В із глухозаземленою нейтраллю не повинен перевищувати 4 Ом [13].

На ділянці контролю стану та ремонту механічного обладнання експлуатуються різноманітні електроустановки, тому, окрім заземлення, необхідно передбачити захисне вимкнення. Захисне вимкнення - це система захисту, що забезпечує автоматичне знеструмлення електроустановки у разі виникнення небезпеки ураження персоналу електричним струмом.

Для гарантування високого рівня безпеки система захисного вимкнення має реалізувати таку сукупність функцій: захист від замикань на землю (на корпус обладнання); автоматичний безперервний контроль цілісності захисного кола заземлення; автоматичний самоконтроль справності елементів самого пристрою захисного вимкнення.

Напруга корпусу відносно землі, струм замикання на землю або напруга фаз відносно землі сприймаються чутливим елементом (датчиком) автоматичного пристрою як вхідна величина (рис. 4.2). При досягненні вхідною величиною заданого значення (уставки) захист спрацьовує і відключає живлення електроустановки.

Наведена схема реагує на струм нульової послідовності. Датчиком у ній служить трансформатор струму нульової послідовності (ТСНП). Його вторинна обмотка передає сигнал на підсилювальне реле, і якщо струм нульової послідовності перевищує значення уставки, відбувається аварійне вимкнення живлення.

Схеми такого типу забезпечують надійний захист як від глухих, так і від неповних (перехідних) замикань на землю (при  $I_{0ц} < 30$  мА).

Перевагами цієї системи є незалежність ефективності її роботи від якості та опору контуру заземлення та придатність для використання в мережах як з ізольованою, так і з глухозаземленою нейтраллю.

#### **4.4 Техніка безпеки при проведенні ремонту механічного обладнання тролейбусів**

Усі роботи з огляду, дефектування та ремонту рухомого складу мають виконуватися при опущених струмоприймачах, надійно зафіксованих на даху тролейбуса за допомогою спеціальних гаків або механічних пристроїв. Під час демонтажу вузлів та агрегатів необхідно суворо стежити за траєкторією їх переміщення, щоб запобігти падінню деталей в оглядову канаву та травмуванню персоналу [9].

До виконання робіт допускається лише справний та сертифікований слюсарний інструмент. Бойки молотків і кувалд повинні бути надійно розклинені та закріплені на рукоятках із твердих порід деревини або композитних матеріалів без тріщин та сколів. Під час виконання kleпальних робіт, рубання металу чи очищення деталей від іржі працівники зобов'язані застосовувати захисні відкриті або закриті окуляри (з безкалковим склом чи сіткою), а робочу зону слід огороджувати переносними захисними щитами чи металевими сітками.

До експлуатації електрифікованого інструменту допускаються виключно особи, які пройшли спеціальне навчання, успішно склали іспит з електробезпеки та отримали відповідний інструктаж на робочому місці. При роботі з вантажопідйомними механізмами (кран-балками, телями) необхідно забезпечити надійне стропування вантажу, контролюючи, щоб його фактична маса не перевищувала паспортну вантажопідйомність пристрою. Використовувані домкрати мають повністю відповідати вимогам безпеки щодо стійкості, надійності фіксації та справності обмежувачів ходу. У разі виявлення будь-яких несправностей інструменту, обладнання або відхилень

від вимог охорони праці виконання технологічних операцій негайно припиняється до повного усунення дефектів.

#### **4.5 Протипожежні заходи в цеху ТО**

Протипожежний захист у тролейбусному депо базується на комплексі превентивних та організаційно-технічних профілактичних заходів. Територія підприємства, а також усі виробничі, адміністративно-побутові, складські та допоміжні будівлі й приміщення мають постійно утримуватися в чистоті, з обов'язковим систематичним видаленням відходів виробництва [14].

Металева стружка, замаслене ганчір'я (обтиральні матеріали) та інші пожежонебезпечні виробничі відходи повинні зберігатися у закритих металевих ящиках (тарі) у спеціально відведених безпечних місцях і виноситися з цеху після закінчення кожної зміни.

На сходових клітках та шляхах евакуації будівель суворо забороняється влаштовувати виробничі ділянки, комори чи складські зони, прокладати газопроводи чи трубопроводи з ЛЗР, а також розташовувати обладнання чи меблі, які можуть ускладнити або заблокувати переміщення людей. Під маршами сходових кліток першого, цокольного або підвального поверхів допускається розміщення виключно вузлів керування центральним опаленням та водомірних вузлів.

У підвальних приміщеннях і на цокольних поверхах виробничих та адміністративно-побутових корпусів заборонено використовувати й зберігати вибухонебезпечні речовини, балони зі стисненими або зрідженими газами, целулоїд, пластмаси, полімерні та інші матеріали з підвищеною пожежною небезпекою.

У виробничих та адміністративно-господарських приміщеннях депо забороняється:

- захищувати шляхи евакуації та виходи технологічним обладнанням, готовою продукцією чи сторонніми предметами;
- проводити прибирання приміщень та очищення деталей із

використанням бензину, гасу та інших легкозаймистих (ЛЗР) або горючих (ГР) рідин;

- залишати після закінчення робочого дня ввімкненими в електромережу нагрівальні прилади та інше незадіяне електрообладнання;

- облицьовувати (оббивати) стіни та стелі приміщень горючими матеріалами чи тканинами;

- відігрівати замерзлі трубопроводи інженерних систем паяльними лампами чи іншими способами із застосуванням відкритого вогню.

У приміщеннях критих котельних споруд депо забороняється:

- виконувати сторонні роботи, не пов'язані з обслуговуванням котлоагрегатів, та допускати присутність сторонніх осіб;

- сушити спецодяг чи будь-які інші горючі матеріали безпосередньо на котлах і паропроводах;

- допускати витік рідкого палива або горючого газу в місцях з'єднань трубопроводів;

- подавати паливо в топку при згаслих форсунках або пальниках.

У виробничих та складських зонах із наявністю горючих матеріалів електричні світильники повинні мати закрите виконання (бути оснащені захисними скляними ковпаками та металевими сітками). Нагріті поверхні трубопроводів у приміщеннях, де вони створюють небезпеку спалаху або вибуху газів, пари чи пилу, мають бути покриті теплоізоляцією з негорючих матеріалів для зниження температури зовнішньої поверхні до безпечного рівня [14].

У фарбувальних камерах з електростатичним полем необхідно передбачити технологічне блокування: при відключенні витяжної вентиляції має автоматично зніматися висока напруга з електростатичної установки. Розлиті на підлогу лакофарбові матеріали (ЛКМ) та розчинники слід негайно засипати тирсою або піском і прибрати. Епоксидні ЛКМ спочатку збирають за допомогою паперу, потім протирають ділянку ганчіркою, змоченою в

ацетоні, після чого забруднене місце ретельно промивають теплою водою з милом.

У приміщеннях обчислювальних (інформаційних) центрів, серверних та диспетчерських пунктів обов'язково встановлюється автоматична пожежна сигналізація, а за потреби - системи автоматичного газового чи порошкового пожежогасіння.

Пожежо- та вибухонебезпечність виробничих будівель і споруд оцінюють з урахуванням властивостей речовин і матеріалів, що в них містяться. Відповідно до чинних будівельних норм [1], цех ТО за пожежною небезпекою належить до категорії Д (виробництво, пов'язане з обробкою негорючих речовин і матеріалів у холодному стані).

У приміщеннях цеху ТО обладнуються пожежні щити (протипожежні пости), укомплектовані первинними засобами пожежогасіння: сертифікованими вогнегасниками (вуглекислотними та порошковими), азбестовими полотнами, ящиками з сухим піском, лопатами, баграми та сокирами.

Згідно з Кодексом цивільного захисту України, забезпечення пожежної безпеки на підприємствах безпосередньо покладається на їхніх керівників (директорів) та уповноважених ними осіб. Керівництво підприємства зобов'язане:

- розробляти комплексні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки;
- забезпечувати дотримання протипожежних вимог стандартів, будівельних норм, правил, а також приписів органів державного нагляду у сфері пожежної та техногенної безпеки;
- організувати своєчасне проведення інструктажів та навчання працівників правилам пожежної безпеки (пожтехмінімум);
- утримувати в постійній готовності та справному стані системи протипожежного захисту, пожежну техніку, внутрішній та зовнішній протипожежний водопровід, зв'язок та інвентар, не допускаючи їх використання не за прямим призначенням;

- впроваджувати автоматичні засоби виявлення (сигналізації) та гасіння пожеж;
- своєчасно інформувати пожежно-рятувальну службу про несправності пожежної техніки, гідрантів чи систем водопостачання, а також про закриття чи ремонт доріг і проїздів на території депо;
- проводити службові розслідування причин виникнення пожеж.

При виявленні ознак горіння, задимлення або пожежі працівник зобов'язаний:

1. негайно повідомити про це пожежно-рятувальну службу за телефоном 101, вказавши точну адресу підприємства, назву цеху (цех ТО), місце виникнення пожежі та своє прізвище.
2. Сповістити про небезпеку керівництво цеху та задіяти систему оповіщення.
3. Вжити заходів щодо евакуації людей з небезпечної зони та вимкнути (знеструмити) електрообладнання цеху.
4. Приступити до гасіння пожежі наявними первинними засобами пожежогасіння (вогнегасниками), якщо це не створює загрози для власного життя та здоров'я.
5. Організувати зустріч підрозділів оперативно-рятувальної служби та за потреби викликати екстрену медичну допомогу (103) чи інші аварійні служби депо.

#### **4.6 Висновки за розділом**

У розробленому розділі охорони праці та цивільного захисту відповідно до виданого технічного завдання виконано такі етапи досліджень та проектування:

- сформульовано основну мету та визначено ключові завдання підрозділу;
- проведено детальний аналіз умов праці в цеху ТО та ідентифіковано потенційно небезпечні й шкідливі виробничі фактори, що діють на

персонал;

- на основі проведеного аналізу розроблено комплекс інженерно-технічних та організаційних заходів для забезпечення безпечних і здорових умов праці;
- обґрунтовано санітарно-гігієнічні вимоги до планування приміщень і робочих зон дільниці обслуговування механічного обладнання;
- визначено оптимальні параметри мікроклімату та розглянуто системи вентиляції, опалення й теплових завіс;
- запропоновано ефективні будівельно-акустичні методи й засоби індивідуального захисту для зниження рівнів виробничого шуму та вібрації;
- детально досліджено питання електробезпеки при роботі з обладнанням напругою до ;
- виконано інженерний розрахунок штучного освітлення (визначено кількість світильників із лампами Г-220-300), а також розраховано параметри захисного заземлення й системи автоматичного захисного вимкнення за струмом нульової послідовності;
- розроблено превентивні протипожежні заходи та схему дій персоналу в разі виникнення надзвичайних ситуацій у цеху ТО депо.

Запропоновані у розділі рішення повністю відповідають чинній нормативно-правовій базі України (ДБН, ДСТУ, ПУЕ) та в комплексі забезпечують створення безпечного, ергономічного й здорового виробничого середовища для працівників дільниці ремонту механічного обладнання.

## ВИСНОВКИ

В роботі проведено аналіз існуючих конструкцій і вибір проектного варіанту тролейбуса з переднім приводом. Розглянуто транспортні засоби з переднім приводом, як вітчизняних, так і зарубіжних аналогів. Проведено контактено-гідродинамічний розрахунок конічних пар тягового редуктора.

Впроваджено тролейбус з переднім ведучим мостом, який дозволить поліпшити тягово-динамічні характеристики транспортних засобів, особливо при русі в осінньо - зимовий період та знизити рівень підлоги.

Розглянуті питання з охорони праці. Визначені завдання розділу, проведений аналіз умов праці, виявлені небезпечні та шкідливі фактори у цеху. Виконана розробка організаційних і технічних заходів для створення нешкідливих і безпечних умов праці.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Технологія: підручник / Лудченко О.А. – К. : Вища школа, – 2007. – 527 с.
2. Aidas V., Grazvydas J. Principle and benefits of third party logistics approach when managing logistics supply chain. *Transport*, 2007, Vol. XXII, No. 2, P. 68-72.
3. The Impacts of Globalisation on International Road and Rail Freight Transport activity. Past trends and future perspectives / Allan Woodburn, Julian Allen, Michael Browne and Jacques Leonardi // *Transport Studies Department, University of Westminster: Global Forum on Transport and Environment in a Globalising World*, 10-12 November 2008. – Mexico, 2008. – 44 p.
4. Далека В.Х., Рухомий склад міського електричного транспорту. Механічна частина. В.Х. Далека, М.В. Хворост, В.І. Скуріхін, Д.І. Скуріхін. // Навчальний посібник. – Х.: ХНУМГ імені О. М. Бекетова, 2018. 370 стор.
5. Скуріхін І.Л., Коваленко А.В. Механічне обладнання рухомого складу міського електротранспорту: навчальний посібник – Х.: ХНАМГ, 2012.
6. <http://ukrainaplast.com.ua/windows/glasspack>.
7. Конституція України.
8. Закон «Про охорону праці» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>.
9. Правила техніки безпеки на міському електричному транспорті. – К.: Транспорт, - 2006. – 160 с.
10. ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007 Система стандартів безпеки праці. Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів та захисту від їх впливу при виробництві будівельних матеріалів і виробів та їх використанні в процесі зведення та експлуатації об'єктів будівництва.
11. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування.
12. ДБН В. 2.5-28-2018. “Природне та штучне освітлення”.

13. Основи охорони праці: Підручник / За ред, К.Н. Ткачука. - К., "Основа", 2003.

14. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги.