

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

*Кафедра «Локомотиви»*

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри



М. І. Капіца

« 10 » 12 2021 р.

**ДИПЛОМНА РОБОТА**  
на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань **27 Транспорт**

Спеціальність **273 Залізничний транспорт**

Освітньо-професійна програма **Локомотиви та локомотивне господарство**

Тема **ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ ТЕПЛОВОЗА ДЛЯ ШВИДКІСНОГО РУХУ**

Theme **CONCEPTUAL DESIGN PROJECT FOR SPEED MOVEMENT**

Керівник дипломної роботи  Д. В. Бобирь

Нормоконтролер  Л. В. Колодій

Студент групи ЛГ2021  К. О. Вітер

Student Kyrylo Viter

Дніпро, 2021

## Зміст

ВСТУП .....	7
1 РОЗВИТОК ШВИДКІСНОГО РУХУ .....	9
2 ПРОЕКТУВАННЯ ТЯГОВОЇ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАСАЖИРСЬКОГО ТЕПЛОВОЗА .....	14
2.1 Визначення характеристик тягового привода.....	14
2.2 Розрахунок та побудова електромеханічних характеристик тягового електродвигуна і електротягових характеристик колісно-моторного блоку.....	19
2.3 Розрахунок та побудова тягової характеристики проектного тепловоза.....	31
2.4 Побудова техніко-економічних характеристик проектного тепловоза.....	37
3 ВИЗНАЧЕННЯ ГАБАРИТНИХ РОЗМІРІВ ТА ПАРАМЕТРІВ ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА.....	42
3.1 Загальна будова екіпажної частини проектного тепловоза.....	42
3.2 Визначення основних розмірів та габаритний баланс .....	44
3.3 Розрахунок параметрів системи пружного підвішування проектного тепловоза .....	49
3.4 Розрахунок частоти коливань підресореної маси локомотива.....	58
3.5 Розрахунок значення критичної швидкості руху локомотива.....	59
3.6 Визначення характеристик демпфірування коливань.....	61
4 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА.....	64
4.1 Розрахунок характеристик водяного контуру енергетичної установки .....	64

					0032.160134.000.04MP.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Вітер				Ескізний проект тепловоза	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Бобирь					5	109	
Реценз.						УДУНТ, гр.		
Н. Контр.	Колодій							
Затверд.								

4.2 Розрахунок контуру, що охолоджує масло теплообмінника та повітря наддування .....	66
4.3 Розрахунок характеристик теплообмінника.....	68
4.4 Розрахунок параметрів вентилятора холодильника .....	71
5 ПОЗДОВЖНЄ РОЗВАЖУВАННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА.....	77
6 МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА З КОЛЮ .....	86
7 ДИНАМІЧНЕ ВПИСУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА.....	94
ВИСНОВКИ.....	104
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	108

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Розвиток швидкісних та високошвидкісних залізничних перевезень забезпечить поліпшення транспортних зв'язків, створить привабливіші умови для пасажирів, підвищить комфортність та безпеку пасажирських перевезень, скоротить час у дорозі, що дозволить залучити на залізничний транспорт додатковий пасажиропотік з авіаційного та автомобільного транспорту, скоротити збитковість пасажирських перевезень та вплив транспорту на екологію. Організація швидкісного та високошвидкісного залізничного руху також забезпечить скорочення потреби у рухомому складі, підтримання та подальше стимулювання науково-технічного та інтелектуального потенціалу країни за рахунок розміщення на вітчизняних підприємствах замовлень на створення нових зразків техніки світового рівня.

В Україні процес розвитку швидкісного руху обумовлюється її інтеграцією у світову економічну систему, що веде до збільшення обсягів товарних операцій із іншими країнами світу.

Одним із затримуючих факторів розвитку швидкісного та високошвидкісного залізничного руху у країні є відсутність швидкісного тягового автономного рухомого складу.

Однією з головних цілей удосконалення конструкцій тепловозів є збільшення продуктивності перевезень рухомого складу за мінімальні витрати. Процеси проектування, виробництва та експлуатації тепловозів взаємопов'язані на техніко-економічній основі. Зв'язок проектування з експлуатацією визначається тим, що закладені проектні рішення і насамперед такі показники як розрахункова надійність, конструктивні параметри, безпосередньо визначають експлуатаційні показники тепловозів, необхідні системи технічного обслуговування та ремонту. У свою чергу, умови експлуатації зумовлюють конструкцію та параметри локомотивів та їх основних вузлів.

*Мета роботи* полягає у ескізному проектуванні техніко-економічних характеристик тепловоза для швидкісного руху в цілому, а також його систем, агрегатів та вузлів.

Для досягнення вищенаведеної мети необхідно розглянути та проаналізувати особливості роботи тепловозів, його систем і агрегатів,

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

проаналізувати сучасні напрямки та тенденції поліпшення техніко-економічних показників тепловозів, сформулювати критерій ефективності та виконати необхідні розрахунки, включаючи проектування техніко-економічних характеристик, параметрів екіпажної частини, допоміжного обладнання та динамічного вписування.

*Об'єктом дослідження* в роботі є магістральний пасажирський тепловоз для швидкісного руху, а *предметом* – його тягова, техніко-економічні та інші характеристики.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1 РОЗВИТОК ШВИДКІСНОГО РУХУ

За умови ринкової економіки, одними з основних вимог, що висуваються до учасників залізничного ринку, є якість, надійність та швидкість, а для забезпечення цих вимог необхідні швидкісні і надійні логістичні маршрути. Організація швидкісного руху в Україні – це інноваційний крок у розвитку залізничного транспорту. Перспективи розвитку залізничного транспорту в Україні передбачають формування розгалуженої транспортної інфраструктури та будівництво нових швидкісних доріг, а також покращення стану діючих доріг з тим, щоб збільшувати їх швидкісний режим.

Завдання збільшення швидкостей руху пасажирських поїздів необхідно розглядати разом із завданням ліквідації дефіциту пропускної та провізної спроможності. Враховуючи ці умови, перспективним напрямком є створення виділених ліній для організації високошвидкісного руху пасажирських та прискореного руху вантажних поїздів – високошвидкісних магістралей.

Сучасний стан та перспективи розвитку інфраструктурних галузей, у тому числі залізничного транспорту, стимулює зростання економіки регіонів, підвищує інтерес та мобільність населення, сприяє розвитку високих технологій. Як один з ефективних інструментів реалізації інноваційного розвитку країн може стати організація високошвидкісного залізничного руху пасажирських поїздів.

Підвищення швидкостей руху пасажирських поїздів забезпечує покращення транспортного обслуговування. На підвищення швидкостей руху надає географія заселення території країни, населеність міст та відстань між пасажироутворюючими вузлами. Розширення виробничих зв'язків, ділової активності позначається потреби у поїздах, і тут підвищення швидкостей руху поїздів має зіграти вирішальну роль економії часу перебування пасажирів у дорозі, яка, зрештою, принесе економічний ефект.

На основі вимог комфортності пасажира та забезпечення безпеки руху поїздів було вироблено Європейський стандарт високошвидкісних магістралей (ВШМ), конструктивна швидкість на всіх ВШМ прийнята рівною 350 км/год.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Оскільки витрати енергії на переміщення швидкісного поїзда пропорційні квадрату швидкості, то подальше (більше 350 км/год) підвищення швидкості з енергетичної точки зору є недоцільним.

При будівництві ВШМ неодмінною умовою ставиться нульовий (або близький до нього) профіль колії (без підйомів та спусків), а в плані залізнична колія не повинна мати кривих радіусом менше 4000 метрів. При обмеженому вільному просторі будівельники ВШМ у Європі змушені використовувати численні тунелі, які не лише здорожчують будівництво, а й ускладнюють експлуатацію ВШМ. Залізнична високошвидкісна магістраль з обох боків повинна бути огорожена сіткою, а в районі населеного пункту загороджувальною (шумозахисною) стінкою заввишки 4 метри. Перетин ВШМ має бути лише у різних рівнях. Жодних переїздів та переходів у площині ВШМ не передбачено.

Для зниження енерговитрат на тягу поїзда та покращення динаміки взаємодії рухомого складу та колії, рейкова колія ВШМ лише безстикового виконання. Практика експлуатації ВШМ показала, що використання окремого локомотива для тяги високошвидкісного пасажирського поїзда є неефективним. Зосередження великої потужності в одній тяговій одиниці (до 8–10 тис кВт) збільшує вагу локомотива, а отже, погіршує динамічний вплив його на колію. У цьому випадку осьове навантаження локомотива не може бути менше 20–21 тонни, щоб забезпечити достатню тягу на обмеженій кількості осей, а одинична потужність тягового електродвигуна повинна бути 1200–1400 кВт, що ускладнює його розміщення в обмежених габаритах екіпажу. Тому нині для водіння високошвидкісних поїздів в основному застосовується розподілена тяга.

Розподіл тягового обладнання по всіх вагонах дозволяє забезпечити достатню сумарну тягу поїзда та знизити навантаження на вісь на 25%, довівши її до 12 тонн на вісь. Використання легких (дюраль) металів для виготовлення вагонів дозволило фірмі Alstom (Франція) довести осьове навантаження до 11 тонн на вісь. Зменшується потужність кожного тягового електродвигуна, в даний

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

час вона стабілізувалася на позначці 350 кВт на один тяговий (асинхронний) електродвигун, що складає сумарну тягову потужність двовагонної секції (350x4) 1400 кВт. Число місць для пасажирів у кожному вагоні може бути до 110 місць (220 пасажирів на двовагонну секцію), кожна двовагонна секція може експлуатуватися автономно, тому залежно від потреби пасажиропотоку є можливість оперативно варіювати довжиною високошвидкісного поїзда [1].

Розробка рухомого складу для високошвидкісного руху відноситься до категорії найбільш капіталомістких та технічно складних конструкторських робіт. Високошвидкісні поїзди, розраховані рух зі швидкістю 250 км/год., зараз самостійно випускають лише сім країн: Японія, Франція, Німеччина, Італія, Канада, Китай та Швеція.

З огляду на географічне розташування основних адміністративних і культурних центрів України найбільш ефективним видом залізничного сполучення є мережа денних швидкісних маршрутів. Першим етапом реалізації концепції денного прискореного залізничного пасажирського сполучення став запуск в постійну експлуатацію поїздів під брендом «Столичний експрес» на маршруті Київ-Харків (2002 рік) і Київ-Дніпропетровськ (2003 рік) [2].

Подальший розвиток денних пасажирських перевезень розглядали в рамках використання сучасних міжрегіональних електропоїздів. Більш детальне опрацювання такої концепції почалося з 2006 року. Для мінімізації витрат на реалізацію проекту, розглядалася можливість використання рухомого складу з кузовами, що нахиляються під час руху в кривих, що дозволяє значно (на 20–30%) збільшити дільничні швидкості й таким чином скоротити час перебування пасажирів у дорозі. У цей період розглядали можливість організації такого руху на маршрутах «Київ-Дніпропетровськ», «Київ-Харків» і «Київ-Донецьк» із використанням електропоїздів із системою активного нахилу кузова в кривих (X2000 - Bombardier, Pendolino - ALSTOM), а також із пасивним нахилом кузова в кривих (Talgo series 7, Talgo-350). Проте через низку причин у цей період співробітництво між «Укрзалізницею» та зарубіжними компаніями було

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

призупинено.

Новий виток активності стався у січні 2007 року, після того, як Україна спільно з Польщею отримала право на проведення заключної частини чемпіонату Європи з футболу Євро-2012. У цей період під час відвідування урядовою делегацією України Парижа було заявлено про бажання реалізувати проєкт із постачання в Україну рухомого складу компанії «ALSTOM» (сім поїздів Pendolino) для організації швидкісних перевезень. Але подальший розвиток співпраці між АТ«УЗ» і «ALSTOM» щодо постачання швидкісних поїздів було зупинено.

У середині 2010 року ПАТ «Укрзалізниця» активізувала роботу з вибору партнера для виробництва і постачання двосистемних електропоїздів підвищеної комфортності. Було проведено переговори з низкою потенційних виробників: «Skoda Transportation», ХК «Луганськтепловоз», «Hyundai Rotem», АТ «ПЕСА» і ПАТ «КВБЗ». Але попереду ще у 2009 році відбулися переговори українських чиновників з компанією «Hyundai Rotem».

У той же період активно обговорювали питання постачання двосистемних електропоїздів компанією ПАТ «КВБЗ» спільно з «PESA».

У вересні-жовтні 2010 року ПАТ «КВБЗ» запропонувало «Укрзалізниці» проєкт двосистемного міжрегіонального електропоїзда, гарантувавши постачання шість електропоїздів до 1 червня 2012 року, що було аналогічно варіанту, запропонованого корейською стороною. З метою мінімізації затрат і кінцевої вартості електропоїзда було запропоновано концепцію поїзда з двома головними приводними вагонами і сімома проміжними причіпними (за аналогією з поїздами TGV компанії ALSTOM, Talgo, що позитивно зарекомендували себе під час тривалої експлуатації на залізницях Європи). Але кабінет міністрів прийняв рішення про закупівлю десяти корейських електропоїздів, при цьому дав згоду на виготовлення двох вітчизняних електропоїздів Крюківським вагонобудівним заводом із подальшим їх придбанням «Укрзалізницею».

В номенклатурі виготовлюваних корейською компанією електропоїздів на момент підписання контракту на постачання поїздів в Україну були відсутні

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

міжрегіональні електропоїзди, які відповідали б українським технічним вимогам та кліматичним умовам експлуатації. Базовою ж конструкцією для створення міжрегіонального електропоїзда для України став поїзд регіонального типу, який раніше поставляла компанія «Hyundai Rotem» в Ірландію, що не був адаптований до умов експлуатації в Україні ні за технічними параметрами, ні за габаритами побудови кузовів.

Введення в експлуатацію шести составів електропоїздів HRCS2 компанії «Hyundai Rotem» відбувся 27.05.2012, після проведення Міжвідомчої комісії з приймання результатів виконаних в Кореї і Україні випробувань.

У травні 2012 року було введено в експлуатацію двосистемні двоповерхові міжрегіональні електропоїзди EJ675 виробництва чеської компанії «SKODA».

У червні-липні 2014 року було введено в експлуатацію двосистемний міжрегіональний електропоїзд «Тарпан» виробництва ПАТ «КВБЗ».

Таким чином у нашій країні практично в один і той же час були введені в експлуатацію електропоїзди трьох виробників – корейської компанії «Hyundai Rotem», чеської компанії «SKODA» і вітчизняного виробника «Крюківський вагонобудівний завод».

**Висновки до розділу.** Підвищення швидкостей руху пасажирських поїздів забезпечує покращення транспортного обслуговування. На підвищення швидкостей руху надає географія заселення території країни, населення міст та відстань між пасажироутворюючими вузлами.

Для остаточного рішення про організацію швидкісного руху необхідно скласти техніко-економічне обґрунтування проекту швидкісного руху із залученням широкого кола компетентних фахівців за умови обговорення всіх альтернативних варіантів та повної доступності даних для всіх учасників проекту, а також для широкого технічного загалу.

Особливу увагу слід звернути на питання забезпечення безпеки руху як на початку експлуатації, так і пізніше, при прогресуючому накопиченні втомних відмов при русі на діючих ділянках колії не призначених для організації швидкісного руху.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

## 2 ПРОЕКТУВАННЯ ТЯГОВОЇ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАСАЖИРСЬКОГО ТЕПЛОВОЗА

Вихідні дані для розрахунку техніко-економічних характеристик проектного тепловоза наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані до ескізного проектування  
пасажирського тепловоза

### 2.1 Визначення характеристик тягового привода

При проектуванні швидкісного тягового рухомого складу вибір конструкції та параметрів тягового привода та його тягових характеристик є особливо важливим аспектом.

Тягова передача передає потік енергії від валу тягового електродвигуна колісній парі. Положення колісної пари в схемі компоновання екіпажу однозначно визначено її опорними і напрямними функціями. Для валу тягового електродвигуна існує кілька варіантів розташування, які можуть відрізнятися двома основними ознаками:

- підресорений або непідресорений відносно колісної пари двигун;
- взаємною орієнтацією геометричних осей вала тягового електродвигуна

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

та осі колісної пари (осі можуть бути співвісними, паралельними, непаралельними, що перетинаються та непаралельними, що не перетинаються).

Двигун розміщений на підресорених частинах візка або кузова, може переміщатися відносно колісної пари. Щоб передати обертання за умов взаємних переміщень окремих елементів передачі, необхідні рухливі з'єднувальні муфти. Якщо двигун спирається безпосередньо на вісь колісної пари, потреба в муфті відпадає.

При неспіввісності геометричних осей вала двигуна та колісної пари необхідний редуктор, який зазвичай виконується на базі зубчастих передач. На проектному тепловозі застосовуємо циліндричну зубчасту передачу.

Елементи тягової передачі під час роботи зазнають різних навантажень, які непостійні за абсолютним значенням і у часі. Залежно від режиму ведення поїзда потужність, що реалізується приводом, тяговий момент та частота обертання можуть змінюватись у широких діапазонах. Так, у момент зрушення поїзда зубчаста передача працює в режимі «тихохідної передачі» з низькими частотами обертання та значним обертаючим моментом. Під час руху на максимальних швидкостях режим роботи передачі наближається до типового для швидкохідних передач.

Температури, за яких працюють вітчизняні залізниці, змінюються від +40 до -30°C. Безпосередня близькість таких джерел тепла, як тяговий електродвигун та гальмівні пристрої, а також власне виділення тепла може значно збільшувати верхній рівень робочих температур тягової передачі.

Вода, сніг, пил, що містять значну кількість абразивних і хімічно активних речовин, постійно присутні в мікросфері, що оточує елементи передачі, а значні перепади тиску, спричинені аеродинамічними явищами при русі на великих швидкостях, сприяють їх проникненню у внутрішні порожнини. Крім того, тягова передача є одним з небагатьох вузлів локомотива, що погано піддається візуальному контролю не тільки в русі, але і на стоянці. У зв'язку з наведеними нижче причинами до передач пред'являють ряд вимог, що

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

визначаються даними експлуатаційними умовами роботи локомотива. Найважливіші з них такі [3]:

- пружно зв'язувати якір тягового електродвигуна із колісною парою;
- мати мінімальну вагу необресорених частин та викликати мінімальний вплив на колію;
- забезпечувати використання найвигіднішої швидкості та високе значення коефіцієнта корисної дії;
- допускати таке розташування тягового електродвигуна, при якому вони легко доступні для огляду та ремонту та захищені від снігу, вогкості та пилу;
- висока безвідмовність у роботі, оскільки тягова передача не резервується і її відмова практично призводить до відмови всього локомотива.

Для підвищення коефіцієнта корисної дії необхідно зменшувати втрати в зубчастій передачі (передача повинна бути одноступінчастою та мати надійні ущільнення) [4].

Основним параметром тягового редуктора колісно-моторного блоку є його передаточне число, що визначається як відношення крутячого моменту на ободі рушійного колеса до моменту, що реалізується на валу тягового електродвигуна, та розраховується для тривалого режиму роботи тягового електродвигуна [5] Передаточне число визначається за формулою:

$$i = \frac{M_{\hat{e}}}{\dot{I}_{\hat{a}\infty}} = \frac{F_{\hat{a}\infty} D_{\hat{e}}}{2 \dot{I}_{\hat{a}\infty}}, \quad (2.1)$$

де  $F_{\hat{a}\infty}$  – сила тяги колісно-моторного блоку, що реалізується у тривалому режимі роботи тягово електродвигуна, кН;

$\dot{I}_{\hat{a}\infty}$  – крутячий момент, що виникає на валу тягового двигуна під його роботи у тривалому режимі, кН·м;

$D_{\hat{e}}$  – діаметр колеса по колу кочення, м.

Значення величин  $F_{\hat{a}\infty}$  і  $\dot{I}_{\hat{a}\infty}$  визначаються за формулами:

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$F_{\ddot{a}\infty} = \frac{3,6P_{\ddot{a}\infty}}{V_p}, \quad (2.2)$$

$$M_{\ddot{a}\infty} = 9,5 \frac{P_{\ddot{a}\infty}}{n_{\ddot{a}\infty}}, \quad (2.3)$$

де  $P_{\ddot{a}\infty}$  – потужність, що реалізується одним тяговим електродвигуном, кВт;

$V_p$  – розрахункова швидкість руху тепловоза, км/год;

$n_{\ddot{a}\infty}$  – частота обертання вала тягового двигуна у тривалому режимі його роботи, хв<sup>-1</sup>.

$$n_{\ddot{a}\infty} = n_{\ddot{a} \max} \frac{V_p}{V_{\hat{e}i}}, \quad (2.4)$$

де  $n_{\ddot{a} \max}$  – максимально припустима частота обертання вала тягового електродвигуна. Для подальших розрахунків прийmemo

$$n_{\ddot{a} \max} = 2000 \text{ об}^{-1}, [6].$$

Підставляючи вирази (2.2–2.4) у вираз (2.1), можна отримати

$$z_1 = 0,19 \frac{n_{\ddot{a} \max} D_{\hat{e}}}{V_{\hat{e}i}}, \quad (2.5)$$

де  $V_{\hat{e}}$  – конструкційна швидкість руху тепловоза, км/год.

$$z_1 = 0,19 \frac{2000 \cdot 1,22}{170} = 2,73.$$

Розраховане за формулою (2.5) величина передаточного числа тягового осьового редуктора забезпечить не тільки параметри  $F_{\ddot{a}\infty}$  і  $\dot{I}_{\ddot{a}\infty}$  тривалого режиму роботи, що відповідає заданому значенню розрахункової швидкості руху проектного тепловоза, а й забезпечує умову міцності тягового електродвигуна,

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

частота обертання вала якого під час досягнення величини конструкційної швидкості не перевищить допустиме значення максимальної частоти обертання вала тягового електродвигуна  $n_{\text{ä max}}$ .

Враховуючі прийняте значення довжини централі  $A$ , яка визначає відстань між осями якоря тягового електродвигуна та осі колісної пари, остаточне значення передаточного числа тягового осьового редуктора розраховується використовуючи формулу

$$A = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}, \quad (2.6)$$

де  $A$  – значення довжини централі, мм;

$m$  – величина модулю зубчастого обмеження;

$z_1, z_2$  – кількість зубів ведучої та веденої шестерень відповідно.

Для проектного тепловоза приймаємо значення  $A = 520$  мм та величину модулю зубчастого зачеплення за рекомендаціями [6]  $m = 10$ .

Кількість зубів ведучої шестірні  $z_1$  і веденого зубчастого колеса  $z_2$  визначаємо розв'язуючи систему рівнянь

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \frac{2A}{m}, \\ \frac{z_2}{z_1} = i_1; \end{cases} \quad (2.7)$$

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 520}{10}; \\ \frac{z_2}{z_1} = 2,73. \end{cases}$$

Розв'язуючи систему рівнянь, отримаємо кількість зубів  $z_1 = 28$  зубів,  $z_2 = 76$  зубів. Тоді величина передаточного відношення буде

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$z = \frac{76}{28} = 2,71.$$

Враховуючи, що колісно-моторний блок має габаритні обмеження, необхідно встановити можливість розміщення в нижній частині габариту тягового рухомого складу веденого зубчастого колеса з кожухом за формулою:

$$\Delta = \frac{D_k - (d_2 + 2c)}{2} \geq 120 \dots 130 \text{ мм}, \quad (2.8)$$

де  $c$  – величина відстані від торця зубів веденого колеса до нижньої поверхні кожуха тягового редуктора. Згідно рекомендаціям [6] величину цієї відстані приймають у діапазоні  $c = 18 \dots 25$  мм;

$d_2$  – величина діаметру ділильної окружності веденого колеса тягового редуктора колісно-моторного блока, мм.

$$d_2 = mz_2, \quad (2.9)$$

$$d_2 = 10 \cdot 77 = 770 \text{ мм.}$$

$$\Delta = \frac{1220 - (760 + 2 \cdot 18)}{2} = 212 \geq 120 \dots 130 \text{ мм.}$$

У результаті видно, що умова розміщення в нижній частині габариту тягового рухомого складу веденого зубчастого колеса тягового редуктора з кожухом виконується.

## 2.2 Розрахунок та побудова електромеханічних характеристик тягового електродвигуна і електротягових характеристик колісно-моторного блоку

Електротяговими характеристиками колісно-моторного блока називають залежності дотичної сили тяги, що реалізується у місці дотику колеса з рейкою та швидкості руху локомотива від значення струму навантаження тягового електродвигуна –  $F_d = f(I_d)$ ,  $V_d = f(I_d)$  [6].

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електротягові характеристики розраховують тільки при сформованому колісно-моторному блоці, що являє собою вузол, якій складається із тягового електродвигуна, з'єданого з колісною парою тепловоза через тяговий осьовий редуктор.

Для визначення електротягових характеристик колісно-моторного блока використовують значення передаточного числа тягового осьового редуктора та розраховані електромеханічні характеристики електродвигуна.

Електромеханічні характеристики тягового електричного двигуна являють собою залежності величини обертального моменту та частоти обертання вала тягового електродвигуна від струму його навантаження –  $\bar{I}_{\bar{a}} = f(I_{\bar{a}})$ ,  $n_{\bar{a}} = f(I_{\bar{a}})$ .

Значення моменту та частоти обертання вала тягового електродвигуна електромеханічних характеристик визначаємо розрахунковим шляхом за допомогою універсальних характеристик тягових електричних машин, а саме генератора, які наведені на рис. 2.1 та тягового електричного двигуна, які наведені на рис. 2.2. Універсальні характеристики тягових машин, що також називаються безрозмірними, визначають залежність між величинами, що характеризують певні властивості роботи електричних машин, віднесеними до значень таких самих величин, але у тривалому режимі їхньої роботи.

Універсальна характеристика тягового генератора описується наступними співвідношеннями

$$\bar{U}_{\bar{a}} = \frac{U_{\bar{a}}}{U_{\bar{a}\infty}} = f\left(\frac{I_{\bar{a}}}{I_{\bar{a}\infty}}\right); \bar{\eta}_{\bar{a}} = \frac{\eta_{\bar{a}}}{\eta_{\bar{a}\infty}} = f\left(\frac{I_{\bar{a}}}{I_{\bar{a}\infty}}\right). \quad (2.10)$$

Універсальна характеристика тягового електродвигуна описується залежностями

$$\bar{M}_{\text{д}} = \frac{M_{\text{д}}}{M_{\text{д}\infty}} = f\left(\frac{I_{\text{д}}}{I_{\text{д}\infty}}\right); \bar{n}_{\text{д}} = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{д}\infty}} = f\left(\frac{I_{\text{д}}}{I_{\text{д}\infty}}\right). \quad (2.11)$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 2.1 – Універсальна (безрозмірна) характеристика генератора

					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						21
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Рисунок 2.2 – Універсальна (безрозмірна) характеристика тягового електродвигуна

					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						22
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Значення потужності генератора у тривалому режимі його роботи визначаємо за формулою:

$$P_{Г\infty} = P_e \cdot \eta_{Г\infty} \cdot \beta_{доп}, \quad (2.12)$$

де  $P_e$  – ефективна потужність дизеля, кВт;

$\eta_{Г\infty}$  – коефіцієнт корисної дії генератора;

$\beta_{доп}$  – коефіцієнт, що враховує витрати потужності на допоміжні потреби.

Значення коефіцієнта корисної дії генератора у тривалому режимі роботи приймаємо за рекомендаціями [6]  $\eta_{Г\infty} = 0,96$ .

Величину коефіцієнту, що враховує витрати потужності на допоміжні потреби, визначаємо за формулою:

$$\beta_{доп} = \frac{P_e - \Sigma P_{доп}}{P_e}, \quad (2.13)$$

де  $\Sigma P_{доп}$  – потужність, що витрачається на привід допоміжних агрегатів, кВт.

Приблизно витрати потужності на привід допоміжних агрегатів  $\Sigma P_{доп}$  складають 8–10 % від ефективної потужності [6], тоді

$$\beta_{\tilde{a}i} = \frac{2940 - 0,1 \cdot 2940}{2940} = 0,9;$$

$$P_{\tilde{a}\infty} = 2940 \cdot 0,96 \cdot 0,9 = 2540 \text{ кВт.}$$

Величину напруги головного генератора тепловоза у тривалому режимі його роботи визначаємо за формулою:

$$U_{\tilde{a}\infty} = \frac{U_{\tilde{a}max}}{U_{\tilde{a}max}}, \quad (2.14)$$

де  $U_{\tilde{a}max}$  – значення максимально допустимої напруги генератора, В. Приймаємо

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$U_{\tilde{a}\max} = 800 \text{ В [6];}$$

$\bar{U}_{\tilde{a}\max}$  – безрозмірне (відносне) значення максимальної напруги.

Для визначення величини безрозмірної (відносної) максимальної напруги спочатку визначасмо відносне значення максимальної швидкості локомотива, за якою повністю використовується потужність дизеля

$$\bar{V}_{\max} = \frac{V_{\max}}{V_{\infty}}, \quad (2.15)$$

де  $V_{\max}$  – величина максимальної (конструкційної) швидкості руху, км/год;

$V_{\infty}$  – тривала (розрахункова) швидкість, км/год.

$$\bar{V}_{\max} = \frac{170}{55} = 3,09.$$

Після визначення відносного значення максимальної швидкості руху тепловоза, за універсальною характеристикою тягового електричного двигуна для значення  $\bar{V}_{\max} = 3,09$  по кривій  $\bar{n} = \frac{n}{n_{\infty}}$ , для максимальної величини ослаблення

магнітного поля  $\alpha = 0,25$  визначаємо  $\bar{I}_{\tilde{a}} = \frac{I}{I_{\infty}} = 0,83$ . За такою величиною

відносного струму двигуна використовується повна потужність дизеля проектного тепловоза. За значенням  $\bar{I}_{\tilde{a}} = 0,83$  по універсальній характеристиці генератора визначасмо значення напруги генератора  $\bar{U}_{\tilde{a}\max} = 1,205$ .

Підставивши отриману величину  $\bar{U}_{\tilde{a}\max} = 1,205$  у вираз (2.14) отримаємо

$$U_{\tilde{a}\infty} = \frac{800}{1,205} = 664 \text{ В.}$$

Величину струму генератора у тривалому режимі його роботи

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$I_{\tilde{a}\infty}^2 = \frac{D_{\tilde{a}\infty} \cdot 10^3}{U_{\tilde{a}\infty}} = \frac{2540 \cdot 10^3}{664} = 3825 \text{ А.} \quad (2.16)$$

За відомими значеннями  $U_{\tilde{a}\infty}$  і  $I_{\tilde{a}\infty}^2$  у тривалому режимі роботи дійсну зовнішню характеристику генератора розраховуємо за такими формулами:

$$U_{\tilde{a}} = U_{\tilde{a}\infty} \cdot \bar{U}_{\tilde{a}}, \quad (2.17)$$

$$I_{\tilde{a}}^2 = I_{\tilde{a}\infty}^2 \cdot \bar{I}_{\tilde{a}}^2. \quad (2.18)$$

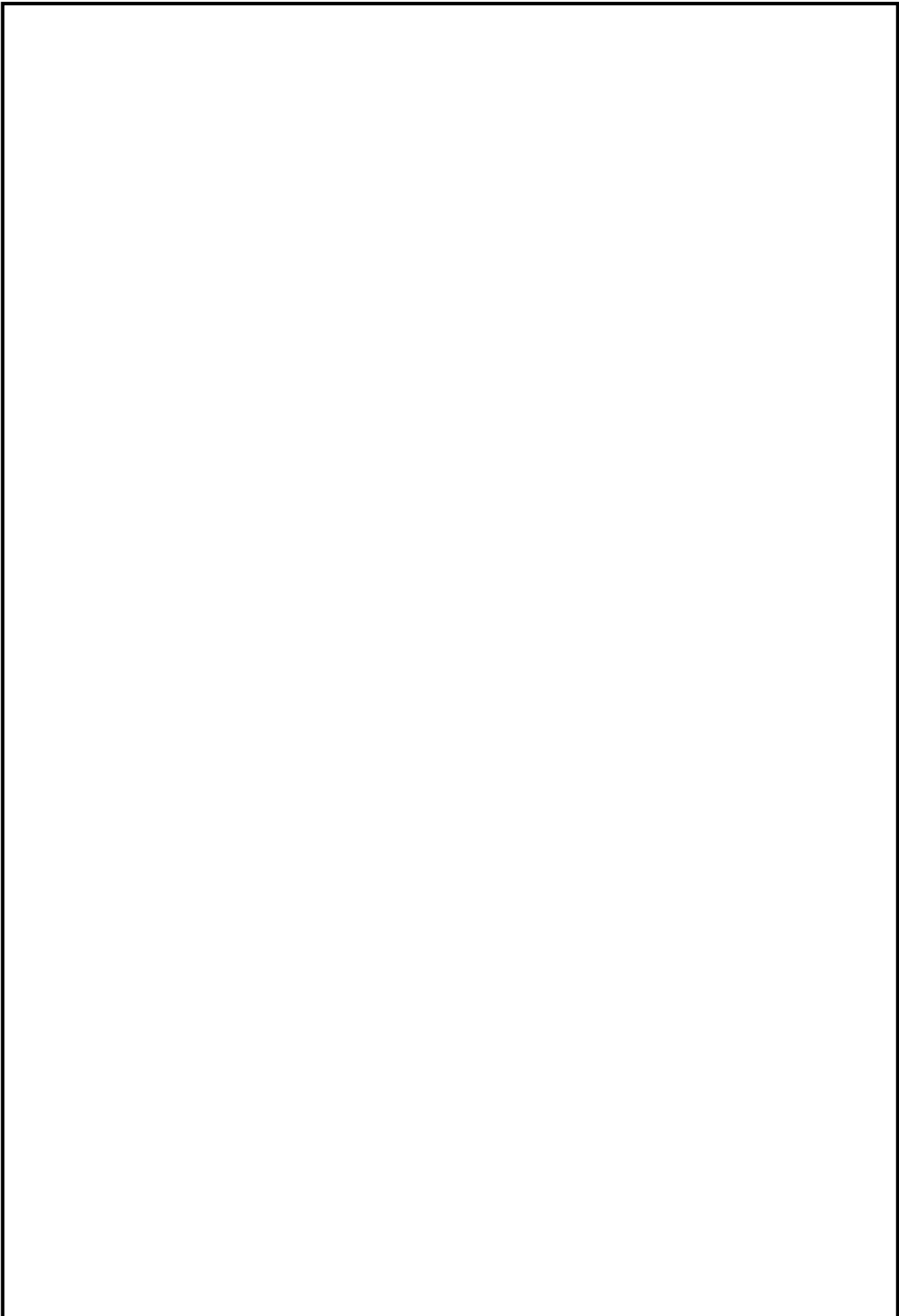
Результати розрахунків  $U_{\tilde{a}}$  і  $I_{\tilde{a}}^2$  наводимо в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку зовнішньої  
характеристики генератора  
проектного тепловоза

За результатами розрахунку будуємо зовнішню характеристику генератора проектного тепловоза, яку наводимо на рис. 2.3.

Величину потужності тягового електродвигуна проектного тепловоза у тривалому режимі його роботи визначаємо за формулою:

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		26

$$D_{\dot{a}\infty} = \frac{P_{\dot{a}\infty}}{\dot{e}}, \quad (2.19)$$

де  $\dot{e}$  – кількість тягових двигунів. Приймаємо  $\dot{e} = 6$ .

$$D_{\dot{a}\infty} = \frac{2540}{6} = 423 \text{ кВт.}$$

Величину сила тяги, що реалізує один колісно-моторній блок у тривалому режимі його роботи, визначаємо за формулою:

$$F_{\dot{a}\infty} = \frac{3,6P_{\dot{a}\infty}\eta_{\dot{a}\infty}}{V_{\infty}}, \quad (2.20)$$

де  $\eta_{\dot{a}\infty}$  – величина корисної дії тягового електродвигуна у тривалому режимі його роботи,  $\eta_{\dot{a}\infty} = 0,915$  [6].

$$F_{\dot{a}\infty} = \frac{3,6 \cdot 423 \cdot 0,915}{55} = 25,3 \text{ кН.}$$

Значення обертового моменту тягового електродвигуна під час роботи у тривалому режимі, кН·м,

$$\dot{I}_{\dot{a}\infty} = \frac{F_{\dot{a}\infty} D \dot{e}}{2i_2 \eta_{\dot{c}\dot{i}}}, \quad (2.21)$$

де  $\eta_{\dot{c}\dot{i}}$  – величина коефіцієнта корисної дії зубчастої передачі тягового редуктора;  
 $i_2$  – передаточне відношення тягового редуктора.

$$\dot{I}_{\dot{a}\infty} = \frac{25,3 \cdot 1,22}{2 \cdot 2,71 \cdot 0,975} = 5,8 \text{ кН·м.}$$

Величина частоти обертання вала електродвигуна тепловоза під час роботи у тривалому режимі,  $\text{хв}^{-1}$ ,

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\dot{i}_{\ddot{a}\infty} = \dot{i}_{\ddot{a}\max} \frac{V_{\infty}}{V_{\hat{e}i}}, \quad (2.22)$$

де  $\dot{i}_{\ddot{a}\max}$  – величина максимальної частоти обертання вала тягового електродвигуна,  $\text{хв}^{-1}$ .

$$\dot{i}_{\ddot{a}\infty} = 2000 \cdot \frac{55}{170} = 647 \text{ хв}^{-1}.$$

Значення струму тягового електродвигуна під час роботи його у тривалому режимі визначаємо за формулою:

$$I_{\ddot{a}\infty} = \frac{^2\ddot{a}\infty}{\hat{e}}, \quad (2.23)$$

$$I_{\ddot{a}\infty} = \frac{3825}{6} = 638 \text{ А}.$$

Значення величин електромеханічних характеристик електродвигуна тепловоза визначаємо за наступними формулами:

$$\dot{I}_{\ddot{a}} = \dot{I}_{\ddot{a}\infty} \bar{I}_{\ddot{a}}; \quad \dot{i}_{\ddot{a}} = \dot{i}_{\ddot{a}\infty} \bar{i}_{\ddot{a}}; \quad ^2\ddot{a} = ^2\ddot{a}\infty \cdot \bar{^2\ddot{a}}. \quad (2.24)$$

Для побудови електромеханічних характеристик задаємося значеннями відносної величини струму навантаження електродвигуна у діапазоні 0,6–1,6. Для кожного з цих значень за універсальними характеристикам тягового електродвигуна визначаємо величини  $\bar{I}_{\ddot{a}}$  і  $\bar{i}_{\ddot{a}}$ .

Для прийнятих значень струму тягового електродвигуна по електромеханічних характеристиках визначаємо значення моменту та частоти обертання вала тягового електродвигуна.

Розрахунок електромеханічних характеристик електродвигуна проектного тепловоза виконуємо для трьох ступенів ослаблення магнітного поля тягового електродвигуна, а саме  $\alpha_1 = 1,0$ ,  $\alpha_2 = 0,6$ ,  $\alpha_3 = 0,25$ . Результати розрахунків за формулами (2.24) представляємо у таблиці 2.3.

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку електромеханічних характеристик

За результатами розрахунків, наведених у таблиці 2.3, будемо електромеханічні характеристики тягового двигуна проектного тепловоза. Електромеханічні характеристики тягового двигуна проектного тепловоза наведені на рис. 2.4.

Для розрахунку та побудови електротягових характеристик колісно-моторного блока задаємося значеннями сили струму навантаження тягового електродвигуна проектного тепловоза у межах побудованих залежностей моменту та частоти обертання валу тягового електродвигуна.

Величину сили тяги одного колісно-моторного блока визначаємо за формулою:

$$F_{\ddot{a}} = \frac{2 \cdot 2^3 \cdot \dot{I}_{\ddot{a}}}{D_{\hat{e}}} \cdot \eta_{\text{сі}} \cdot \ddot{a} \quad (2.25)$$

Значення швидкості руху проектного тепловоза, що відповідає знайденому значенню частоти обертання валу тягового електродвигуна, визначаємо за формулою:

$$V_{\ddot{a}} = \frac{60 \cdot \pi \cdot D_{\hat{e}} \cdot \dot{i}_{\ddot{a}}}{1000 \cdot 2^3} \quad (2.26)$$

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1

Рисунок 2.4 – Електромеханічні характеристики тягового електродвигуна проектного тепловоза

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Результати розрахунку значень величин електротягових характеристик колісно-моторного блоку приводимо у табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку електротягових характеристик

$I_{д}, A$	Значення параметру для режиму роботи тягового електродвигуна											
	ПП ( $\alpha_1 = 100\%$ )				ОП1 ( $\alpha_2 = 60\%$ )				ОП2 ( $\alpha_3 = 0,25$ )			
	$M_{д},$ кН·м	$F_{д},$ кН	$n_{д},$ хв <sup>-1</sup>	$V,$ $\frac{км}{год}$	$M_{д},$ кН·м	$F_{д},$ кН	$n_{д},$ хв <sup>-1</sup>	$V,$ $\frac{км}{год}$	$M_{д},$ кН·м	$F_{д},$ кН	$n_{д},$ хв <sup>-1</sup>	$V,$ $\frac{км}{год}$
319	2,3	10	1747	148,2	1,6	6,9	2394	203	0,5	2,2	5823	493,9
382,8	3	13	1359	115,3	2	8,7	1812	153,7	0,8	3,5	4335	367,7
510,4	4,4	19,1	906	76,8	3,2	13,9	1165	98,8	1,6	6,9	2070	175,6
638	5,8	25,1	647	54,9	4,4	19,1	841	71,3	2,4	10,4	1391	118
765,6	7,5	32,5	485	41,1	5,8	25,1	647	54,9	3,4	14,7	1003	85,1
893,2	9,2	39,9	408	34,6	7,3	31,6	518	43,9	4,5	19,5	776	65,8
1020,8	11,3	48,9	336	28,5	9	39	421	35,7	5,8	25,1	582	49,4

За результатами розрахунків, що приведені у таблиці 2.4, на рис. 2.5 будуємо електротягові характеристики колісно-моторного блоку проектного тепловоза.

### 2.3 Розрахунок та побудова тягової характеристики проектного тепловоза

Тягова характеристика тепловоза являє собою залежність дотичної сили тяги, що реалізується у місце дотику колісних пар з рейками від швидкості руху тепловоза при незмінному значенні потужності дизеля.

Під час побудови тягової характеристики проектного тепловоза задаємося значеннями струму навантаження тягового електродвигуна та за кривими  $F_{\ddot{a}} = f(I_{\ddot{a}})$  та  $V_{\ddot{a}} = f(I_{\ddot{a}})$  визначаємо величину дотичної сили тяги одного колісно-моторного блоку та швидкості руху тепловоза, які відповідають прийнятним величинам струму навантаження тягового електродвигуна.

Рисунок 2.5 – Электроотягові характеристики колісно-моторного блока проектного тепловоза

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Тягову характеристику проектного тепловоза розраховуємо для трьох режимів роботи тягового електродвигуна – повного поля (ПП), ослаблення поля першого ступеня (ОП1) та другого ступеня (ОП2).

Величину дотичної сили тяги проектного тепловоза визначаємо з урахуванням кількості тягових електродвигунів, що створюють сумарне тягове зусилля тепловоза за формулою:

$$F_{\hat{a} \hat{o}} = F_{\hat{a}} \cdot \hat{e}. \quad (2.28)$$

Значення швидкості переходу з повного поля на ослаблення поля першого та другого ступеня розраховуємо за співвідношеннями:

$$V_{\hat{i} \hat{o}}^{\hat{i} \hat{i} 1-2} = V_{\zeta \hat{o}}^{\hat{i} \hat{i} 1-2} \cdot \frac{\zeta \hat{o}}{2}, \quad (2.29)$$

де  $V_{\zeta \hat{o}}^{\hat{i} \hat{i} 1-2}$  – швидкості переходу тепловоза-зразка, км/год;

$\zeta \hat{o}$  – передаточне число тягового осьового редуктора тепловоза-зразка. За тепловоз-зразок приймаємо пасажирський тепловоз серії ТЭП70, у якого  $\zeta \hat{o} = 3,12$  [7].

Значення зворотних переходів – з ОП2 на ОП1 та з ОП1 на ПП – приймаємо на 10 км/год меншими, ніж за прямими переходами.

Значення швидкостей для переходів тепловоза-зразка приймаємо за [7]:

$$V_{\zeta \hat{o}}^{\hat{i} \hat{i} 1} = 77 \text{ км/год}, \quad V_{\zeta \hat{o}}^{\hat{i} \hat{i} 1-2} = 105 \text{ км/год}.$$

Визначаємо величини швидкостей переходів проектного тепловоза

$$V_{\hat{i} \hat{o}}^{\hat{i} \hat{i} 1} = 77 \cdot \frac{3,12}{2,71} = 88,6 \text{ км/год};$$

$$V_{\hat{i} \hat{o}}^{\hat{i} \hat{i} 1-2} = 105 \cdot \frac{3,12}{2,71} = 121 \text{ км/год};$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$V_{\text{I}}^{\text{I}} \text{I} \text{I} \text{I} \text{I} = 78,6 \text{ км/год};$$

$$V_{\text{I}}^{\text{I}} \text{I} \text{I} \text{I} \text{I} \text{I} = 111 \text{ км/год}.$$

Результати розрахунку тягової характеристики проектного тепловоза приведемо у табл. 2.6.

За результатами розрахунку на рис. 2.6 будуємо тягову характеристику проектного тепловоза  $F_{\text{I}}^{\text{I}} \text{I} \text{I} \text{I} \text{I} = f(V)$ .

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку тягової характеристики

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Також на тягову характеристику наносимо обмеження за тривалим струмом тягового електродвигуна, значення якого згідно з розрахунками складає 638 А. По електротягових характеристиках визначаємо значення дотичної сили тяги одного колісно-моторного блока під час роботи у тривалому режимі –  $F_{\hat{a}\infty} = 25,1 \text{ êÍ}$ .

Величина дотичної сили тяги проектного тепловоза під час роботи у тривалому режимі

$$F_{\hat{a}\infty} = F_{\hat{a}\infty} \cdot \hat{e} = 25,1 \cdot 6 = 150,6 \text{ кН.} \quad (2.30)$$

Розраховане значення дотичної сили тяги наносимо на тягову характеристику у вигляді горизонтальної лінії.

На основі закону локомотивної тяги, визначаємо значення дотичну силу тяги проектного тепловоза, обмежену силою зчеплення коліс з рейками, за формулою:

$$F_{\hat{c}\pm} = \psi_{\delta} \cdot D_{\hat{c}\pm}, \quad (2.31)$$

де  $D_{\hat{c}\pm}$  – зчіпна вага проектного тепловоза, кН;

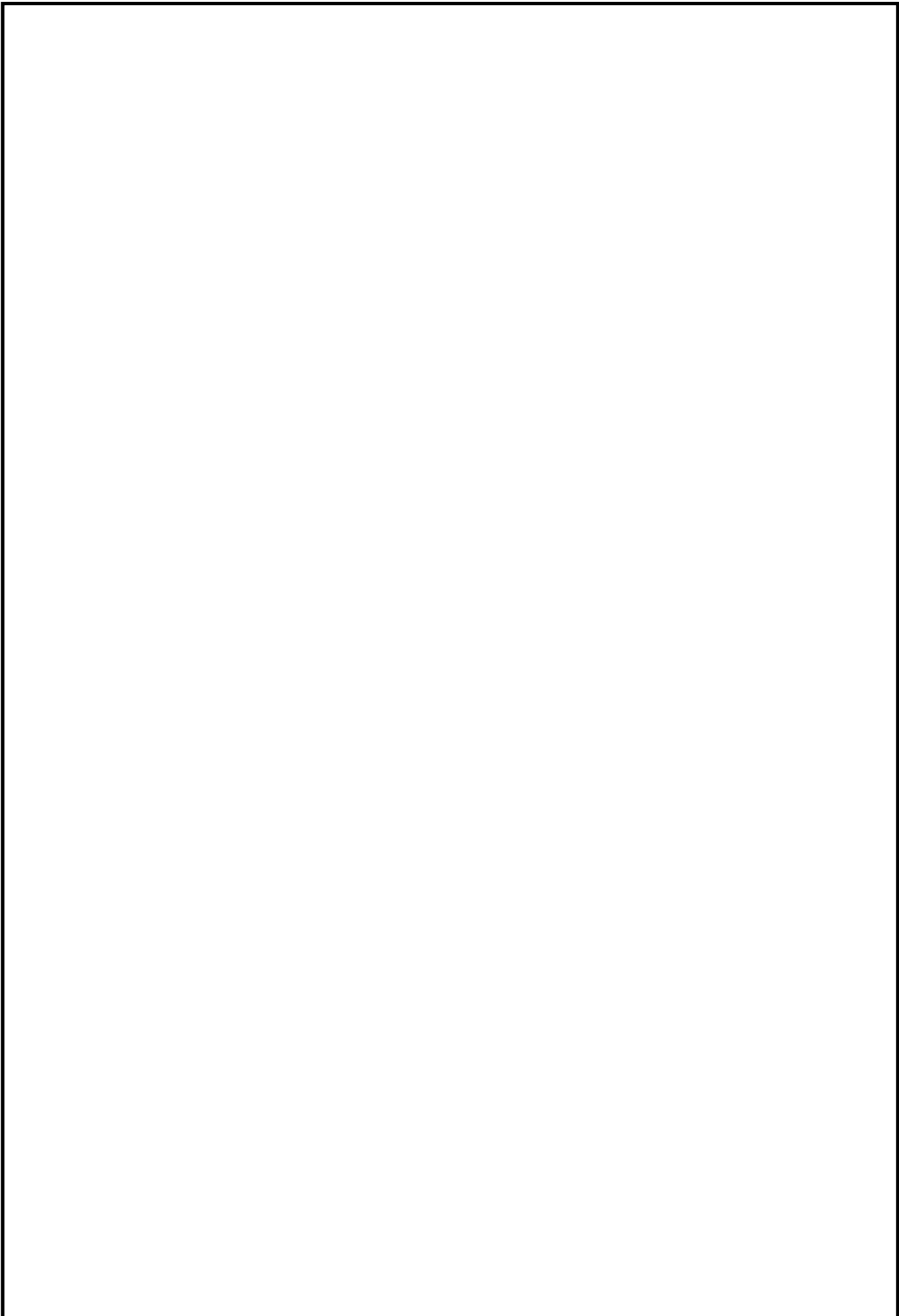
$\psi_{\delta}$  – розрахунковий коефіцієнт зчеплення коліс з рейками.

Осьове навантаження

$$D_{\hat{c}\pm} = 2\hat{I} \cdot \hat{e}, \quad (2.32)$$

$$D_{\hat{c}\pm} = 270 \cdot 6 = 1620 \text{ кН.}$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		36

Визначаємо величину розрахункового коефіцієнту зчеплення рушійних коліс з рейками за формулою:

$$\psi_{\delta} = 0,118 + \frac{5}{27,5 + V} \quad (2.33)$$

Для  $V = 0$  км/год  $\psi_{\delta} = 0,3$ ;  $F_{\zeta\ddot{\cdot}} = 486$  кН;

$V = 5$  км/год  $\psi_{\delta} = 0,272$ ;  $F_{\zeta\ddot{\cdot}} = 441$  кН;

$V = 10$  км/год  $\psi_{\delta} = 0,251$ ;  $F_{\zeta\ddot{\cdot}} = 407$  кН;

$V = 15$  км/год  $\psi_{\delta} = 0,236$ ;  $F_{\zeta\ddot{\cdot}} = 382$  кН;

$V = 20$  км/год  $\psi_{\delta} = 0,223$ ;  $F_{\zeta\ddot{\cdot}} = 361$  кН.

$V = 25$  км/год  $\psi_{\delta} = 0,213$ ;  $F_{\zeta\ddot{\cdot}} = 345$  кН;

$V = 30$  км/год  $\psi_{\delta} = 0,205$ ;  $F_{\zeta\ddot{\cdot}} = 332$  кН.

Розраховані значення обмеження сили тяги по зчепленню наносимо на тягову характеристику проектного тепловоза див. рис. 2.6.

#### 2.4 Побудова техніко-економічних характеристик проектного тепловоза

Основною характеристикою проектного тепловоза, що визначає його властивість економічності, є його коефіцієнт корисної дії, що показує відношення корисної роботи, виконаної тепловозом, до величини витраченої роботи

$$\eta_{\delta} = \frac{3600 \cdot D_{\hat{\alpha}\hat{\delta}}}{\hat{A}_{\hat{\alpha}\hat{\delta}} \cdot Q_{\delta}^{\hat{\delta}}}, \quad (2.34)$$

де  $D_{\hat{\alpha}\hat{\delta}}$  – дотична потужність проектного тепловоза, кВт;

$\hat{A}_{\hat{\alpha}\hat{\delta}}$  – годинна витрата дизельного пального, кг/год;

$Q_{\delta}^{\hat{\delta}}$  – питома теплота згоряння дизельного пального, кДж/кг;  $Q_{\delta}^{\hat{\delta}} = 42745$  кДж/кг [6].

Розрахуємо значення величин, що входять у залежності  $D_{\hat{\alpha}\hat{\delta}} = f(V)$ ,

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

$\hat{A}_{\text{дв}} = f(V)$  за наступними виразами:

$$D_{\text{дв}} = \frac{F_{\text{дв}} \cdot V}{3,6}, \quad (2.35)$$

$$\hat{A}_{\text{дв}} = g_e \cdot P_e, \quad (2.36)$$

де  $g_e$  – питома витрата дизельного пального. За [6] приймаємо  $g_e = 0,210 \text{ кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год})$ ;

$P_e$  – ефективна потужність дизеля,  $P_e = 2940 \text{ кВт}$ ;

$F_{\text{дв}}$  – дотична сила тяги проектного тепловоза, кН.

$$\hat{A}_{\text{дв}} = 0,210 \cdot 2940 = 617,4 \text{ кг/год.}$$

Величину дотичної сили тяги визначаємо за побудованої раніше тяговій характеристиці проектного тепловоза для всіх трьох режимів роботи його тягових електродвигунів.

Для оцінки економічності передачі потужності проектного тепловоза розраховуємо зміну величини коефіцієнта корисної дії передачі в залежності від швидкості руху тепловоза за формулою:

$$\eta_{\text{дв}} = \frac{D_{\text{дв}}}{D_{\text{дв}} - \sum D_{\text{дв}i}}. \quad (2.37)$$

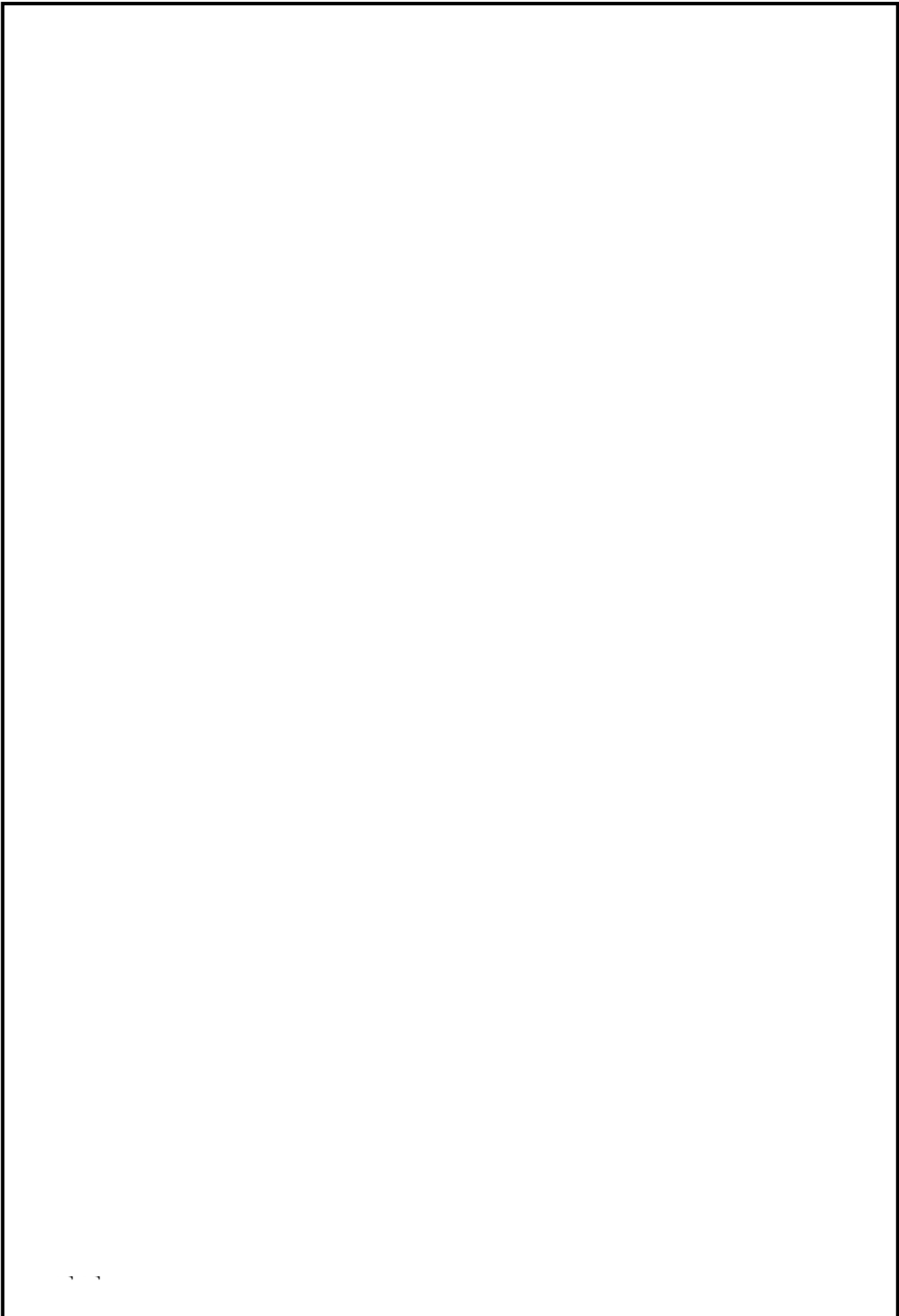
Результати розрахунку техніко-економічних характеристик проектного тепловоза приводимо у табл. 2.7.

Техніко-економічні характеристики проектного тепловоза наведені на рис. 2.7.

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку техніко-економічних характеристик

					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		39



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

**Висновки до розділу.** На основі заданих величин ефективної потужності дизеля, навантаження на одну колісну пару, діаметра колеса, розрахункової та конструкційної швидкості та універсальних характеристик генератора та тягового електродвигуна розраховано спочатку у першому наближенні значення передаточного відношення осьового редуктора тягової передачі проектного тепловоза, така, що забезпечує здійснення дотичної сили тяги тепловоза, крутячого моменту тягового електродвигуна у разі його роботи у тривалому режимі, а також умову міцності тягового осьового редуктора у момент руху проектного тепловоза з конструкційною швидкістю. У подальшому отримане значення передаточного відношення осьового редуктора тягової передачі було уточнено за умови дотримання заданої величини довжини централі та отримане значення 2,71, що також було перевірено за умови розміщення у нижній частині габариту тягового рухомого складу веденої зубчастого колеса сумісно з кожухом.

На основі заданої універсальної характеристики тягового генератора тепловоза розрахована та побудована дійсна зовнішня характеристика тягового генератора проектного тепловоза, а, використовуючи задані універсальні характеристики тягового двигуна, розраховані значення величин, що формують електромеханічні характеристики, на основі яких розраховано та побудовано електротягові характеристики колісно-моторного блока проектного тепловоза.

У подальшому електротягові характеристики перераховано у тягову характеристику проектного тепловоза. Також розраховано обмеження сили тяги – по струму тягового електродвигуна у тривалому режимі роботи та по зчепленню колісних пар з рейками.

Під час розрахунку та подальшої побудови техніко-економічних характеристик проектного тепловоза отримано максимальне (0,33) та мінімальне (0,27) значення його коефіцієнта корисної дії, а також передачі потужності – максимальне 0,91 та мінімальне 0,76. Причому, максимальні значення цих величин спостерігаються наприкінці повного поля ослаблення тягових електродвигунів – ближче до переходу на ОП1, а мінімальне значення – під час руху на конструкційній швидкості.

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

### **3 ВИЗНАЧЕННЯ ГАБАРИТНИХ РОЗМІРІВ ТА ПАРАМЕТРІВ ЕКІПАЖНОЇ ЧАСТИНИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА**

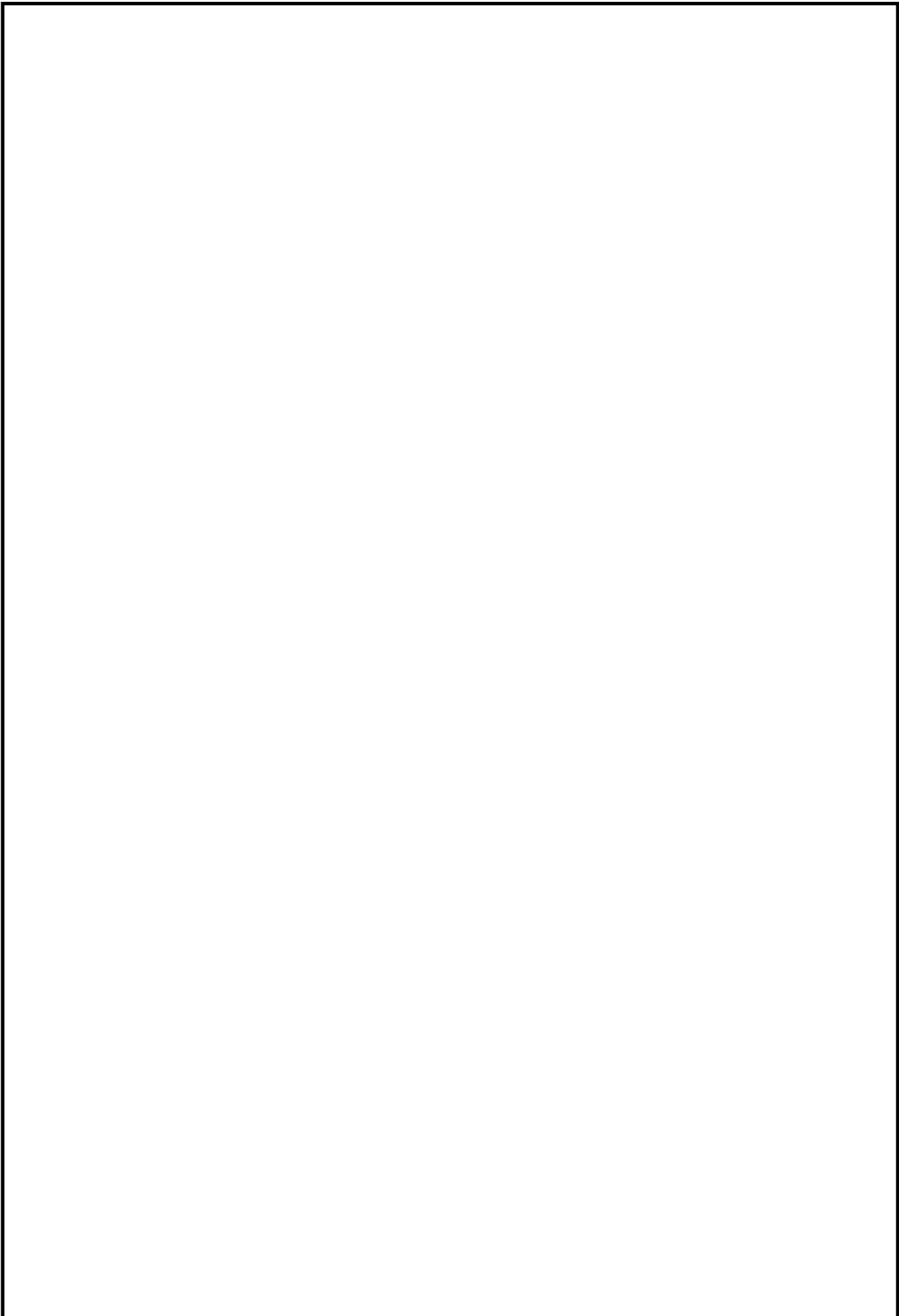
#### **3.1 Загальна будова екіпажної частини проектного тепловоза**

Для проектного тепловоза приймаємо несучий кузов. У такому разі статичні та динамічні навантаження несуть усі елементи конструкції. Такий кузов більш трудомісткий, але насамперед дозволяє отримати конструкцію з меншими питомими масами. Кузов з головною рамою спирається на два безщелепних тривісних візка.

Вертикальне навантаження від кузова сприймається візком за допомогою восьми циліндричних пружин типу «Flexicoil», встановлених на боковинах рами 1 візка (по чотири з кожного боку). Ці групи пружин утворюють другий (кузовний) ступінь ресора підвішування з великим статичним прогином. Перший (буксовий) ступінь підвішування з прогином пружин вдвічі менший, ніж у другому ступені. Пружини другого ступеня підвішування забезпечують одночасно пружний зв'язок при поперечних та кутових переміщеннях візка відносно кузова. Відносні переміщення візка та кузова у поперечному напрямку можливі завдяки пружному шкворневному пристрою. Переміщення шкворня у цьому напрямку обмежено до 60 мм. З них 30 мм відноситься до вільного ходу і 30 мм до пружного зі стиском пружини шкворневого пристрою. Увімкнення пружини шкворневого пристрою при відхиленні кузова понад 30 мм забезпечує необхідну нелінійність залежності повертаючої сили від переміщення. Демпфування вертикальних та горизонтальних відносних переміщень кузова та візка здійснюється гідравлічними гасниками коливань. Для цієї мети на візку встановлені з кожної сторони по два гасники вертикально та одному горизонтально. У буксовому ступені гасителі відсутні [8].

Тягові електродвигуни 16 мають «гускове» розташування в рамі візка і жорстко в ньому закріплені. Привід колісної пари односторонній.

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		43

Обертальний момент від валу двигуна до колісної пари передається за допомогою спеціального механізму, що включає зубчасту передачу, повідки з гумометалевими шарнірами і трубу з двома приводними фланцями по кінцях.

Передача тягових та гальмівних зусиль від колісних пар до рами візка здійснюється через безщелепні букси та повідки з гумовими елементами. Підсумовуване рамою візка тягове зусилля передається рамі кузова через низькоопущений (до рівня осей колісних пар) шкворень.

Гальмівне обладнання візка включає шість гальмівних циліндрів із вбудованими регуляторами виходу штока, індивідуальні важільні передачі, що забезпечують двостороннє натискання гальмівних колодок, та гребневі колодки. При ручному гальмуванні до бандажів притискаються колодки лише однієї колісної пари.

Колісно-моторний блок (рис. 3.2) включає колісну пару 1, порожнистий вал з приводами 2, моторно-осьові підшипники 3, шестерний насос для змащення підшипників, тяговий редуктор з кожухом 5, дві шарнірно-поводкові муфти 6 і тяговий електродвигун 4.

### 3.2 Визначення основних розмірів та габаритний баланс

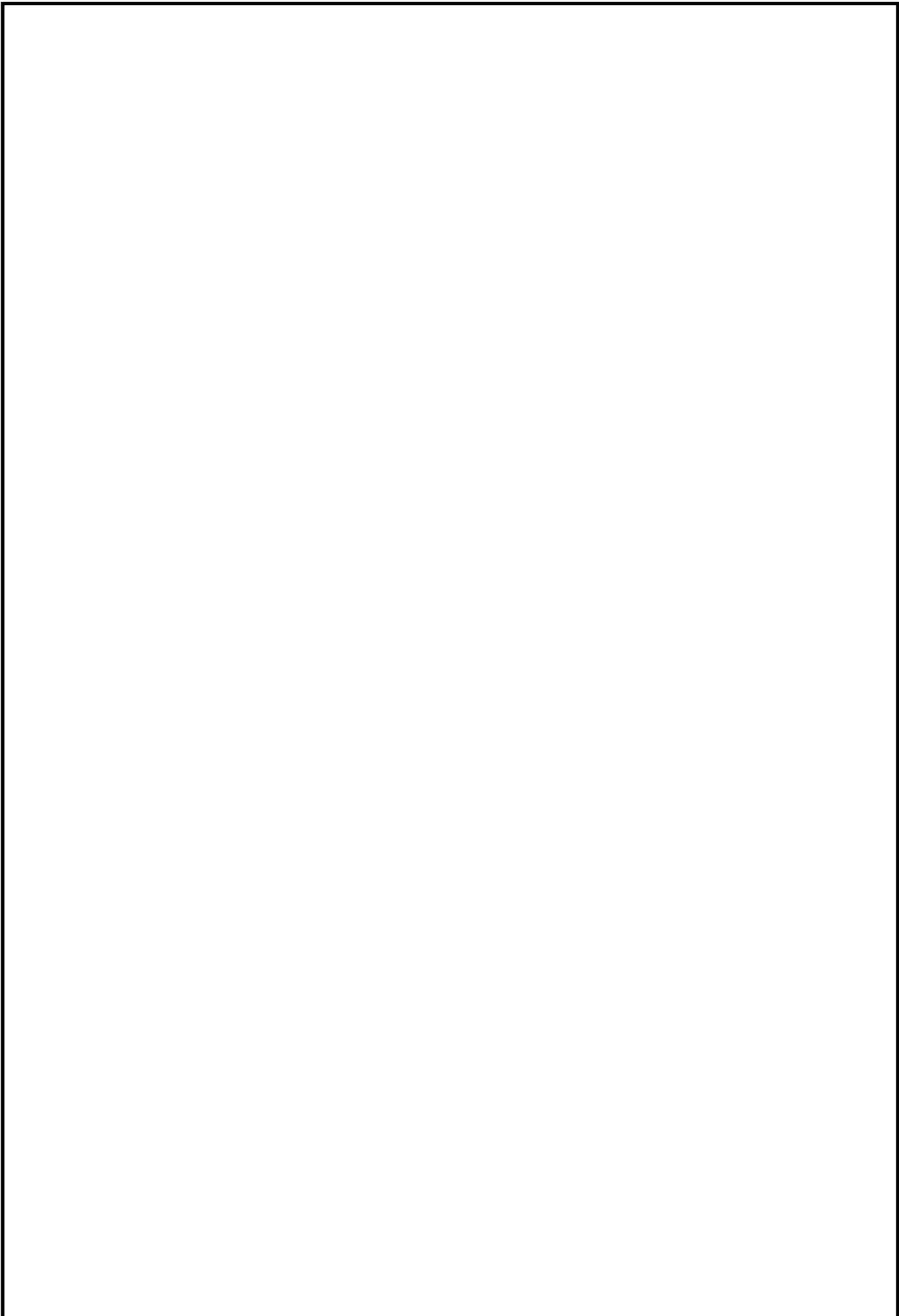
*Довжина по осях автозчепів проектного тепловоза*  $L_{\delta}$  пропорційна ефективної потужності дизеля  $D_{\delta}$ . Її остаточна величина визначається у процесі компоновання внутрішнього обладнання проектного тепловоза.

Попередньо величина  $L'_{\delta}$  для тепловоза потужністю від 1000 кВт до 3000 кВт визначається за допомогою емпіричної залежності:

$$L'_{\delta} = D_{\delta} \cdot (10 - 0,0012 \cdot D_{\delta}) = 2940 \cdot (10 - 0,0012 \cdot 2940) = 19\,028 \text{ мм.} \quad (3.1)$$

При попередній оцінці довжини секції тепловоза виходимо з того, що максимальна довжина секції  $L_{\delta \max}$  обмежується технічними вимогами на довжину ремонтних стійл локомотивного депо та мінімальним радіусом кривих на ділянках обертання тепловоза, а мінімальна довжина секції  $L_{\delta \min}$  обмежується міцністю верхньої будови колії та штучних споруд [9].

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		45

Таким чином, при проектуванні тепловоза повинна виконуватися умова:

$$L_{\text{min}} \leq L \leq L_{\text{max}}. \quad (3.2)$$

Мінімальну довжину секції тепловоза  $L_{\text{min}}$  визначаємо за виразом:

$$L_{\text{min}} = 1000 \cdot P_{\text{ср}} / [q], \quad (3.3)$$

де  $[q]$  – гранично припустиме навантаження на один метр колії, т/м. За рекомендаціями [9] приймаємо  $[q] = 88,5 \text{ т/м}$ .

$$L_{\text{min}} = 1000 \cdot 1560 / 88,5 = 17627 \text{ мм.}$$

Максимальна довжина секції локомотива  $L_{\text{max}}$  по осях автозчепів згідно з ГОСТ 25463-82 та технічними вимогами на проектування локомотивів з електричною передачею нового покоління встановлюється не більше 22 800 мм [9].

Приймаємо довжину тепловоза за тепловозом-зразком ТЭП70 у якого  $L = 20\,470 \text{ мм}$ , що відповідає вищенаведеним обмеженням.

**База секції тепловоза  $l_a$**  – це відстань між центрами повороту візків в кривих навколо осі рами тепловоза або геометричними центрами візків однієї секції локомотива, рис. 3.3. Попередньо, величину бази секції  $l_a$  визначаємо з наступного виразу:

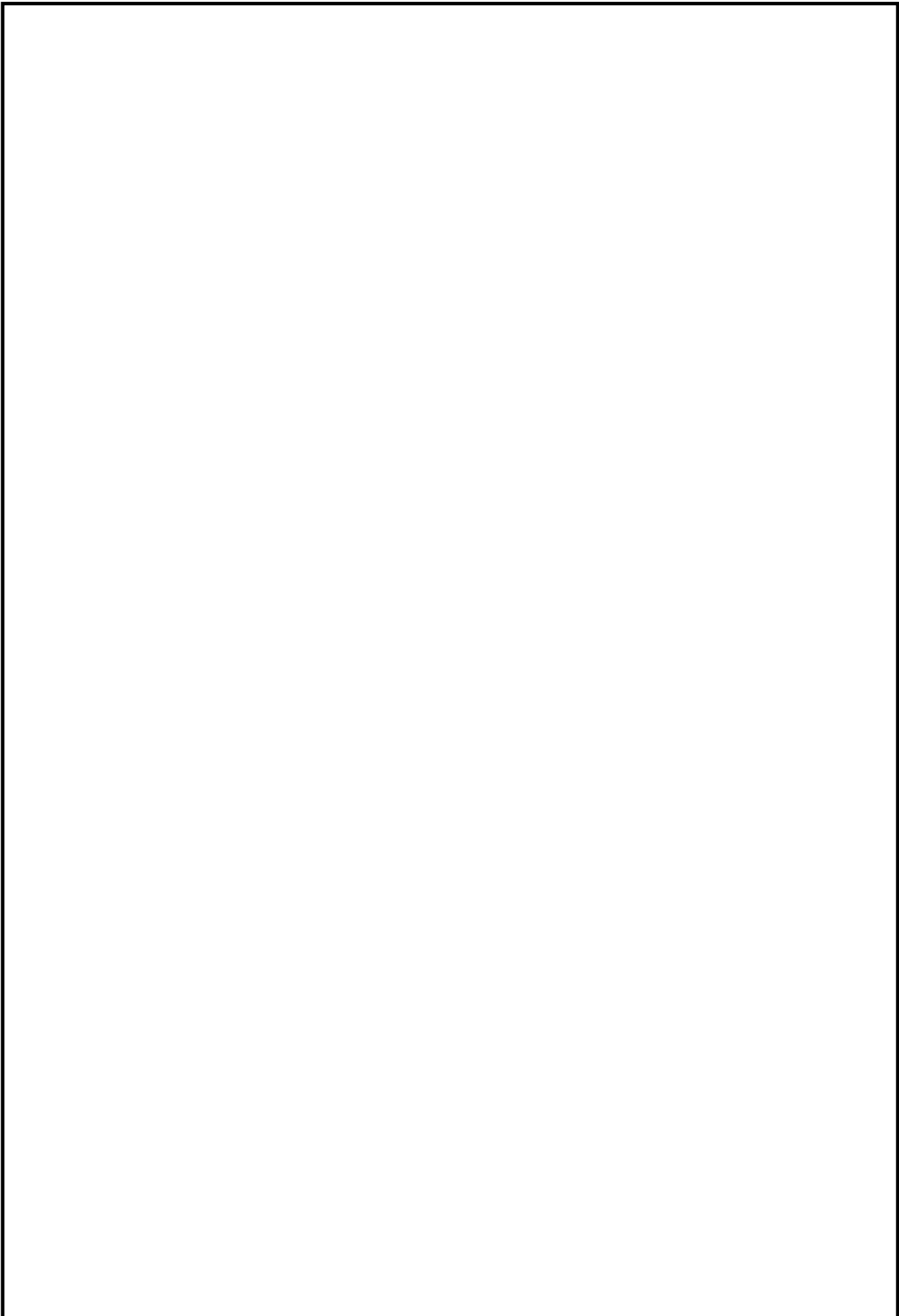
$$l_a = a \cdot L, \quad (3.4)$$

де  $a$  – емпіричний коефіцієнт. Приймаємо  $a = 0,5$  [9].

$$l_a = 0,5 \cdot 20\,470 = 10\,235 \text{ мм.}$$

Довжина основних елементів кузова та підкузовних частин проектного локомотива пов'язані між собою наступним рівнянням габаритного балансу тепловоза

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

$$n_{\hat{e}} \cdot l_{\hat{e}} + l_{\hat{i} \hat{a} \hat{o}} + l_{\hat{o} \hat{i} \hat{e}} = n_{\hat{a}^3 \hat{c}} \cdot l_{\hat{a}^3 \hat{c}} + 2 \cdot l_{\hat{c} \hat{a}} + l_{\hat{i} \hat{a}}, \quad (3.5)$$

де  $n_{\hat{e}}$  – кількість кабін машиніста секції тепловоза;  $n_{\hat{e}} = 2$ ;

$l_{\hat{e}}$  – довжина кабіни машиніста, мм;

$l_{\hat{i} \hat{a} \hat{o}}$  – довжина машинного відділення, мм;

$l_{\hat{o} \hat{i} \hat{e}}$  – довжина холодильника, мм;

$n_{\hat{a}^3 \hat{c}}$  – кількість візків в секції тепловоза,  $n_{\hat{a}^3 \hat{c}} = 2$ ;

$l_{\hat{a}^3 \hat{c}}$  – довжина візка, мм;

$l_{\hat{c} \hat{a}}$  – довжина звису рами локомотива відносно зовнішніх габаритів візка, мм;

$l_{\hat{i} \hat{a}}$  – довжина міжвізкового простору, мм.

**Довжина машинного відділення**  $l_{\hat{i} \hat{a} \hat{o}}$  залежить від потужності дизеля, його габаритних розмірів та визначається за формулою:

$$l_{\hat{i} \hat{a} \hat{o}} = \frac{10^{-3} \cdot D_{\hat{a}} + 8,5}{0,76 - 0,74 \cdot 10^{-5} \cdot D_{\hat{a}}} = \frac{10^{-3} \cdot 2940 + 8,5}{0,76 - 0,74 \cdot 10^{-5} \cdot 2940} = 15,496 \text{ м}. \quad (3.6)$$

З урахуванням норм техніки безпеки та виробничої санітарії **довжину кабіни машиніста** приймаємо рівною  $l_{\hat{e}} = 2 \text{ м}$  [9].

**Довжина візка**  $l_{\hat{a}^3 \hat{c}}$  залежить в першу чергу від осьової характеристики, а також типу приводу колісних пар та ефективної потужності силової установки.

У першому наближенні довжину візка визначаємо з такого виразу:

$$l_{\hat{a}^3 \hat{c}} = (1,7 \dots 1,9) \cdot n_o, \quad (3.7)$$

де  $n_o = 3$  – кількість рушійних осей у візку.

$$l_{\hat{a}^3 \hat{c}} = (1,7 \dots 1,9) \cdot 3 = 5,1 \dots 5,7 \text{ м}.$$

При традиційному компонуванні охолоджувальних пристроїв силової установки тепловоза у вигляді шахти холодильника з вентиляторами охолодження

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

орієнтовна *довжина холодильника*  $l_{\hat{\delta}\hat{\epsilon}}$  визначається з наступного емпіричного виразу:

$$l_{\hat{\delta}\hat{\epsilon}} = 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot D_{\hat{\alpha}} + 1,14 = 5,6 \cdot 10^{-4} \cdot 2940 + 1,14 = 2,786 \text{ м.} \quad (3.8)$$

*Довжину одного звису рами локомотива* приймаємо за рекомендаціями [9] –  $l_{\hat{\zeta}\hat{\alpha}} = 1,25 \text{ м.}$

*Довжина міжвізкового простору* залежить від ємності паливного бака тепловоза та у першому наближенні визначаємо з рівняння:

$$l_{\hat{i}\hat{\alpha}} = n_{\hat{\epsilon}} \cdot l_{\hat{\epsilon}} + l_{\hat{i}\hat{\alpha}\hat{\sigma}} + l_{\hat{\delta}\hat{\epsilon}} - n_{\hat{\alpha}\hat{\zeta}} \cdot l_{\hat{\alpha}\hat{\zeta}} - 2 \cdot l_{\hat{\zeta}\hat{\alpha}}, \quad (3.9)$$

$$l_{\hat{i}\hat{\alpha}} = 2 \cdot 2 + 15,496 + 2,786 - 2 \cdot 5,7 - 2 \cdot 1,25 = 8,382 \text{ м.}$$

*Ширина та висота проектного тепловоза.* Максимальна ширина будівельного обрису локомотива  $\hat{A}_{\hat{\epsilon}}$  обмежена габаритом рухомого складу. Згідно вимог міжнародного стандарту ГОСТ 9238-2013 для проектного тепловоза приймаємо габарит 1-Т, тоді  $\hat{A}_{\hat{\epsilon}} = 3,186 \text{ м.}$

Висота будівельного обрису тепловоза  $\hat{I}_{\hat{\epsilon}}$  визначається від рівня верху головки рейки. Відповідно до габаритів рухомого складу 1-Т максимальне значення величини  $\hat{I}_{\hat{\epsilon}} = 5,08 \text{ м [9].}$

### **3.3 Розрахунок параметрів системи пружного підвішування проектного тепловоза**

Тягові властивості, міцність вузлів та плавність ходу локомотива багато в чому залежать від конструкції його пружного підвішування. Правильно спроектоване пружне підвішування має забезпечувати: найменший динамічний вплив на колію; найкращу амортизацію ударів, що передаються тепловозу під час руху по нерівностях колії; вирівнювання навантажень колісних пар та окремих коліс та як можна більший коефіцієнт використання зчпної ваги; зручність огляду та ремонту зношених деталей; звичайні умови роботи локомотивної бригади.

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк. 49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Від конструкції та параметрів системи пружного підвішування залежить напружений стан вузлів механічної частини. Цей стан визначається співвідношенням силових факторів, що діють на підресорену частину тепловоза. До цих факторів відносяться вертикальні статичні та динамічні зусилля, що спрямовують горизонтальні зусилля у кривих, а також поперечні зусилля, що виникають при русі у прямих. Співвідношенням зазначених факторів визначаються умови стійкості локомотива проти сходу з рейок, тобто ступінь безпеки та плавності ходу.

### 3.3.1 Міцнісний розрахунок пружини

При динамічному навантаженні пружини розраховують на міцність за величиною допустимої дотичної напруги значення якої згідно рекомендаціям [10] приймаємо  $[\tau]_{\max} = 650$  МПа.

Діаметр прутка пружини визначаємо за рівнянням міцності пружини

$$[\tau]_{\max} = \frac{8\hat{E}D_{\hat{a}\hat{e}\hat{i}} D}{\pi d^3}; \quad (3.10)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8\hat{E}P'_{\hat{a}\hat{e}\hat{i}} D}{\pi[\tau]_{\max}}}, \quad (3.11)$$

де  $K$  – коефіцієнт, що враховує зростання дотичної напруги в перерізі внутрішньої поверхні витка за рахунок її кривизни та інших чинників. Значення коефіцієнта залежить від величини індекса пружини  $c = D/d$ . Приймаємо за рекомендацією [10]  $K = 1,3$ ;

$D$  – діаметр пружини. Згідно вихідних даних  $D = 0,196$  м;

$P'_{\text{дин}}$  – величина динамічного навантаження на одну пружину, Н.

$$P'_{\text{дин}} = 0,5P_{\text{дин}}, \quad (3.12)$$

де  $P_{\hat{a}\hat{e}\hat{i}}$  – величина динамічного навантаження на одну точку підвішування, Н.

$$D_{\hat{a}\hat{e}\hat{i}} = D_{\text{сò}}(1 + \hat{E}_{\hat{a}}), \quad (3.13)$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$D_{c0}$  – величина статичного навантаження на одну точку підвішування.

Приймаємо  $D_{c0} = 95$  кН.

$\hat{E}_{\ddot{a}}$  – коефіцієнт вертикальної динаміки.

$$\hat{E}_{\ddot{a}} = 0,1 + 0,2 \cdot \frac{V_{\hat{e}}}{f_{\ddot{n}0}}, \quad (3.14)$$

де  $f_{\ddot{n}0}$  – статичний прогин пружного підвішування. Приймаємо відповідно до значення прогину пружного підвішування буксового ступеню тепловоза-зразка  $f_{\ddot{n}0} = 54$  мм.

$$\hat{E}_{\ddot{a}} = 0,1 + 0,2 \cdot \frac{170}{54} = 0,73;$$

$$D_{\ddot{a}\ddot{e}i} = 95 \cdot (1 + 0,73) = 164,35 \text{ кН};$$

$$P'_{\ddot{a}\ddot{e}i} = 0,5 \cdot 164,35 = 82,175 \text{ кН};$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1,3 \cdot 82175 \cdot 0,196}{3,14 \cdot 650 \cdot 10^6}} = 0,036 \text{ м.}$$

З рівняння деформації пружини визначаємо кількість її робочих витків

$$f_{\text{пр}} = \frac{8D^3 n_{\text{р}} P'_{\text{ст}}}{d^4 G}, \quad (3.15)$$

звідки

$$n_{\text{р}} = \frac{f_{\text{пр}} d^4 G}{8D^3 P'_{\text{ст}}}, \quad (3.16)$$

де  $f_{\text{пр}}$  – прогин пружини;  $f_{\text{пр}} = f_{\text{ст}}$ ;

$G$  – модуль зсуву для сталі пружини;  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа [10];

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$P'_{\text{CT}}$  – статичне навантаження на одну пружину,  $P'_{\text{CT}} = 0,5P_{\text{CT}}$ .

$$P'_{\text{нò}} = 0,5 \cdot 95\,000 = 47\,500 \text{ Í}.$$

$$n_p = \frac{0,054 \cdot 0,036^4 \cdot 8 \cdot 10^{10}}{8 \cdot 0,196^3 \cdot 47\,500} \approx 3 \text{ витків.}$$

Приймаючи кількість опорних витків 1,5 [10], отримаємо сумарну кількість витків пружини  $n = 3 + 1,5 = 4,5$ .

### 3.3.2 Розрахунок гумового амортизатора на міцність

У основу розрахунку гумового амортизатора покладений принцип, що абсолютна деформація гумового амортизатора під статичним навантаженням знаходиться у діапазоні  $\Delta H = (0,1 - 0,15)H$ , де  $H$  – висота амортизатора без його навантаження, тобто у вільному стані. Якщо  $\Delta H$  перевищить зазначений діапазон, то у цьому випадку гума буде швидко руйнуватися.

В межах  $\varepsilon \leq 0,2$  характеристику гумового амортизатора приймаємо лінійною і тоді вона виражається законом Гука за наступною формулою:

$$\sigma = E_p \varepsilon, \quad (3.17)$$

де  $\sigma$  – напруження стискання;

$E_p$  – розрахунковий модуль пружності гуми.

Тому що  $\sigma = P / F$  і  $\varepsilon = \Delta H / H$ , де  $F$  – площа амортизатора, то можна записати, що

$$\Delta H = f_{\text{га}} = HP / E_p F. \quad (3.18)$$

Під час сприйняття гумовим амортизатором, що виконаний у вигляді кільця, диска або прямокутника деформації стискання його жорсткість залежить від стану опорних поверхонь та площини вільної поверхні випучування гуми.

Розрахунковий модуль пружності гумового амортизатора визначається за

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

формулою:

$$E_p = E(1 + \alpha\Phi), \quad (3.19)$$

де  $E$  – модуль пружності гуми;

$\alpha$  – коефіцієнт, враховуючий стан опорних поверхонь. У разі міцного закріплення опорних поверхонь амортизатора  $\alpha = 4,67$  [10];

$\Phi$  – коефіцієнт форми амортизатора, що являє собою відношення величини площі опорної поверхні амортизатора до значення площі його повної бічної поверхні.

За допомогою виразу  $E = 3G_p$  модуль пружності  $E$  пов'язаний з модулем зсуву гуми  $G_p$ .

Основною властивістю гуми є її твердість. За наступною емпіричною формулою здійснюється перехід від числа твердості  $h$  до модуля зсуву  $G_p$

$$G_p = \left( \frac{h}{19,5} \right)^2. \quad (3.20)$$

Величини напруження стискання  $\sigma_{ст}$  та коефіцієнту форми  $\Phi$  кільцевого амортизатора визначаються за формулами:

$$\sigma_{ст} = \frac{E_{ст}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}, \quad (3.21)$$

де  $D$  і  $d$  – величина зовнішнього та внутрішнього діаметрів амортизатора відповідно.

$$\Phi = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4\pi H(D - d)} = \frac{D - d}{4H}. \quad (3.22)$$

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$\sigma_{\text{нò}} = \frac{47500}{\frac{3,14}{4}(0,23^2 - 0,06^2)} = 1,23 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Значення розрахункового модуля пружності амортизатора

$$A_{\delta} = \frac{1,23 \cdot 10^6}{0,1} = 12,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Величина коефіцієнту форми гумового амортизатора

$$O = \frac{0,23 - 0,06}{4 \cdot 0,03} = 1,42.$$

Значення модулю пружності гуми

$$A = \frac{12,3 \cdot 10^6}{1 + 4,67 \cdot 1,42} = 1,61 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Величина модулю зсуву гуми амортизатора

$$G_p = \frac{1,61 \cdot 10^6}{3} = 0,537 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,37 \text{ кгс/см}^2.$$

Визначаємо твердість гуми гумового амортизатора

$$h = 19,5 \cdot \sqrt{5,37} = 45.$$

Гума з величиною твердості 45 забезпечить припустиму абсолютну деформацію гумового амортизатора проектного тепловоза.

За отриманою величиною числа твердості гуми та величиною напруги стиснення підбираємо марку гуми 7-1847 з наступними характеристиками:

- твердість по Шору – 45;
- модуль пружності – 1,7 МПа;
- модуль пружності при зсуві – 0,48 МПа;

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

- коефіцієнт Пуассона – 0,492;
- опір розриву – 18 МПа;
- відносне подовження при розриві – 675%;
- температурний інтервал працездатності від –50°C до +80 °С.

### 3.3.3 Розрахунок характеристик пружного підвішування

Основною пружною характеристикою пружного підвішування будь-якого елемента або системи елементів є їхня жорсткість, що показує величину навантаження, яке викликає прогин елемента або системи елементів на одиницю їхньої довжини.

Вище було визначено геометричні розміри елементів системи пружного підвішування проектного тепловоза, а саме, пружини й гумового амортизатора.

Жорсткість елементів пружного підвішування визначається за такими формулами:

- для гумового амортизатора

$$\alpha_{\text{гум}} = \frac{A_{\delta} F}{H} = \frac{E_{\delta} \pi (D^2 - d^2)}{4H}; \quad (3.23)$$

$$\alpha_{\text{гум}} = \frac{12,3 \cdot 10^6 \cdot 3,14 (0,23^2 - 0,06^2)}{4 \cdot 0,03} = 14,28 \cdot 10^6 \text{ Н/м};$$

- для циліндричної пружини

$$\alpha_{\text{пруж}} = \frac{d^4 G}{8n_{\delta} D^3}; \quad (3.24)$$

$$\alpha_{\text{пруж}} = \frac{0,036^4 \cdot 8 \cdot 10^{10}}{8 \cdot 3 \cdot 0,196^3} = 0,74 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Загальну жорсткість пружного підвішування визначаємо враховуючи спосіб навантаження елементів пружного підвішування, що буває послідовним,

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

паралельним та змішаним.

Жорсткість системи елементів пружного підвішування у загальному випадку розраховується на основі прирівнювання роботи, необхідної для осадки всієї цієї пружної системи, до суми робіт, що витрачаються на прогин окремих елементів, що її складають.

Наприклад для навантажених одночасно пружини та ресори, робота, необхідна на стиснення цієї системи, дорівнює сумі робіт щодо стискання цих елементів

$$\frac{P_{\text{заг}} f_{\text{заг}}}{2} = \frac{P_{\text{р}} f_{\text{р}}}{2} + \frac{P_{\text{пр}} f_{\text{пр}}}{2}. \quad (3.25)$$

Після введення наступних заміन у попередній вираз

$$f_{\text{цаã}} = \frac{D_{\text{цаã}}}{\alpha_{\text{цаã}}}; \quad f_{\delta} = \frac{D_{\delta}}{\alpha_{\delta}}; \quad f_{\text{і } \delta} = \frac{D_{\text{і } \delta}}{\alpha_{\text{і } \delta}},$$

отримаємо

$$\frac{D_{\text{цаã}}^2}{\alpha_{\text{цаã}}} = \frac{D_{\delta}^2}{\alpha_{\delta}} + \frac{D_{\text{і } \delta}^2}{\alpha_{\text{і } \delta}}. \quad (3.26)$$

Якщо елементи навантажені послідовного, як наведено на рис. 3.6  $P_{\text{заг}} = P_{\text{р}} = P_{\text{пр}}$ , тоді будемо мати

Рисунок 3.6 – Розрахункова схема збалансованого ресорного підвішування

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$\frac{1}{\alpha_{\text{çãã}}} = \frac{1}{\alpha_{\delta}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ĩđ}}} \quad \text{або} \quad j_{\text{заг}} = \frac{j_{\text{р}} j_{\text{пр}}}{j_{\text{р}} + j_{\text{пр}}}.$$

Якщо елементи з'єднані та навантажені паралельно

$$D_{\text{çãã}} = \alpha_{\text{çãã}} f_{\text{çãã}};$$

$$D_{\delta} = \alpha_{\delta} f_{\delta}; \quad D_{\text{ĩđ}} = \alpha_{\text{ĩđ}} f_{\text{ĩđ}}.$$

Підставляючи наведені вище співвідношення у формулу (3.23), отримаємо

$$\alpha_{\text{çãã}} f_{\text{çãã}}^2 = \alpha_{\delta} f_{\delta}^2 + \alpha_{\text{ĩđ}} f_{\text{ĩđ}}^2.$$

Тому що у разі паралельного навантаження  $f_{\text{заг}} = f_{\text{р}} = f_{\text{пр}}$ , то загальна жорсткість  $\alpha_{\text{çãã}} = \alpha_{\delta} + \alpha_{\text{ĩđ}}$ .

Тобто у разі паралельного з'єднання та навантаження елементів пружного підвішування їхні жорсткості складаються.

Загальна жорсткість індивідуального пружного підвішування візка з врахуванням величини жорсткостей буксових поводків визначається за формулою:

$$\alpha_{\hat{a}} = 12 \frac{\alpha_{\text{ĩđ}} \cdot \alpha_{\hat{a}\hat{a}}}{\alpha_{\text{ĩđ}} + \alpha_{\hat{a}\hat{a}}} + \sum \alpha_{\text{ĩ}\hat{a}}, \quad (3.27)$$

Де  $\sum \alpha_{\text{ĩ}\hat{a}}$  – сумарна жорсткість двох буксових поводків. Приймаємо

$$\sum \alpha_{\text{ĩ}\hat{a}} = 0,3 \hat{E} / l \quad [10].$$

$$\sum \alpha_{\text{ĩ}\hat{a}} = 6 \cdot \alpha_{\text{ĩ}\hat{a}}; \quad (3.28)$$

$$\sum \alpha_{\text{ĩ}\hat{a}} = 6 \cdot 0,3 = 1,8 \text{ кН/м.}$$

$$\alpha_{\hat{a}} = 12 \frac{0,74 \cdot 10^6 \cdot 14,28 \cdot 10^6}{0,74 \cdot 10^6 + 14,28 \cdot 10^6} + 1,8 \cdot 10^3 = 5,6 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Значення жорсткості ресорного підвішування візка, що приходить на одне колесо

$$c_{\hat{e}} = \frac{c_{\hat{a}}}{\hat{e}}, \quad (3.29)$$

де  $\hat{e} = 3$  – кількість осей у візку.

$$c_{\hat{e}} = \frac{5,6 \cdot 10^6}{3} = 1,87 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

Величину прогину пружних елементів під дією статичного навантаження називають статичним прогином ресорного підвішування та визначають за формулою:

$$f_{\hat{n}0} = \frac{D_{\hat{n}0}}{c_{\hat{a}}}. \quad (3.30)$$

Значення статичного навантаження на візок визначаємо виходячи з величини навантаження на вісь, що наведено у завданні

$$D_{\hat{n}0} = 2\check{I} \hat{e} = 270 \cdot 3 = 810 \text{ кН.} \quad (3.31)$$

$$f_{\hat{n}0} = \frac{810 \cdot 10^3}{5,6 \cdot 10^6} = 0,145 \text{ м.}$$

### 3.4 Розрахунок частоти коливань підресореної маси локомотива

Вільними (власними) коливаннями системи, залежними від жорсткості системи й величини підресореної маси, називаються коливання підресорених мас, що викликаються випадковим впливом нерівності колії. Вони визначають кількість повних періодів коливань за одиницю часу

$$\dot{I}_{\hat{n}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{\hat{a}}}{m_{\hat{a}}}}, \quad (3.32)$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

де  $m_B$  – підресорена маса локомотива, що припадає на візок.

Приймаючи  $a_{\hat{a}} = \frac{D_{\hat{n}0}}{f_{\hat{n}0}}$  та  $m_B = \frac{P_{CT}}{g}$ , отримуємо просту формулу для

розрахунку частоти власних коливань підресореної маси

$$H_c \approx \frac{5}{\sqrt{f_{CT}}}. \quad (3.33)$$

Величина частоти власних коливань для сучасних тепловозів обмежується значенням до 2,2 Гц [10].

Враховуючи вплив сили тертя в ресорах та вбудованого тертя попередня формула набуває вигляду

$$H_c = \frac{6}{\sqrt{f_{CT}}}. \quad (3.34)$$

Тоді

$$f_{\hat{n}} = \frac{6}{\sqrt{1,45}} = 1,58 \text{ Гц.}$$

Тобто частота власних коливань підресореної маси локомотив знаходиться у допустимих межах.

Величина кругової частоти коливань визначається за формулою:

$$\omega_{\hat{n}} = 2\pi f_{\hat{n}}, \quad (3.35)$$

$$\omega_{\hat{n}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,58 = 9,92 \text{ с}^{-1}.$$

### 3.5 Розрахунок значення критичної швидкості руху локомотива

Ресорне підвішування локомотива являється складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурююча сила з боку колії та яка породжує її вимушені коливання.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Частоту вимушених коливань визначають за формулою:

$$\omega_B = \frac{2\pi V}{L}, \quad (3.36)$$

де  $V$  – швидкість руху локомотива, м/с;

$L$  – довжина рейкових ланок, м.

Відомо, що при рівності частот власних та вимушених коливань може настати явище резонансу. Швидкість руху локомотива, за якою відбувається це небезпечне явище, що викликає іноді сходження коліс з рейок, називається критичною  $V_{кр}$ . Величину цієї швидкості визначають зі співвідношень:

$$\omega_c = \omega_B, \quad \frac{2\pi V_{ê\delta}}{L} = \sqrt{\frac{a_{\hat{a}}}{m_{\hat{a}}}}, \quad (3.37)$$

звідки

$$V_{кр} = \frac{\omega_c}{2\pi} L = \frac{5L}{\sqrt{f_{ст}}}. \quad (3.38)$$

Отримане за формулою (3.38) значення критичної швидкості руху локомотива порівнюють з величиною конструкційної швидкості, що задана. З метою недопущення явища резонансу та пов'язаних з цим небажаних явищ, значення критичної швидкості руху повинно бути вище заданої конструкційної.

Розрахунок величини критичної швидкості виконуємо для таких двох значень довжин рейкових ланок –  $L_1 = 12,5$  м і  $L_2 = 25$  м.

Для довжини рейкових ланок  $L = 12,5$  м

$$V_{ê\delta} = \frac{5 \cdot 12,5}{\sqrt{1,45}} = 16 \text{ м/с} = 57,6 \text{ км/год.}$$

Для довжини рейкових ланок  $L = 25$  м

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

$$V_{\text{êđ}} = \frac{5 \cdot 25}{\sqrt{1,45}} = 33 \text{ м/с} = 118,8 \text{ км/год.}$$

Відповідно розрахункам, явище резонансу може відбутися за швидкостями 57,6 км/год та 118,8 км/год для рейкових ланок довжиною 12,5 м та 25 м відповідно. Тому рекомендується не допускати тривалого руху за швидкостями 57,6 км/год при рейкових ланках довжиною 12,5 м та при швидкості 118,8 км/год при рейкових ланках довжиною 25 м.

### 3.6 Визначення характеристик демпфірування коливань

У пружному підвішування локомотивів демпфування коливань відбувається за допомогою гасителів сухого тертя або листових ресор, а також, в окремих випадках, в основному на електровозах, застосовуються гідравлічні гасителі, які не зовсім надійно працюють у першому ступені пружного підвішування через значний вплив на них імпульсних навантажень, особливо у холодну пору року.

Демпфуючий вплив на систему мають гумові амортизатори і вбудоване тертя. Демпфування в пружному підвішуванні прийнято вважати задовільним, якщо робота тертя, що створюється демпферами, складає мінімум 3–6% від роботи пружних сил підвішування в цілому. Ця величина називається коефіцієнтом відносного тертя та визначається за формулою:

$$\varphi_{\text{đl}} = \frac{W_r}{A_{\text{п}}}, \quad (3.39)$$

де  $W_r$  – робота тертя, що створюється демпферами, кН·мм;

$A_{\text{п}}$  – робота пружних зусиль пружного підвішування візка, кН·мм.

Значення роботи пружних зусиль пружного підвішування візка визначається за формулою:

$$A_{\text{п}} = 4 f_{\text{CT}} \mathcal{J}_{\text{B}} z_1, \quad (3.40)$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

де  $f_{ст}$  – величина статичного прогину пружного підвішування, мм;

$ж_в$  – жорсткість пружного підвішування візка, кН/мм;

$z_1$  – величина вертикального відхилення рами візка при її коливаннях.

Приймаємо  $z_1 = 15$  мм [10].

$$A_i = 4 \cdot 145 \cdot 5,6 \cdot 15 = 64960 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

Робота сил в'язкого тертя гідрогасителів візка

$$W_r = \pi \cdot c_{\delta} \cdot \omega_c \cdot z_1^2, \quad (3.41)$$

де  $\tilde{n}_{\delta}$  – сумарний коефіцієнт опору гасників візка, кН·с/мм;

$$\tilde{n}_{\delta} = \lambda \cdot \tilde{n}_{\epsilon\delta}, \quad (3.42)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт відносного демпфування. Прийmemo  $\lambda = 0,29$ ;

$\tilde{n}_{\epsilon\delta}$  – критичний коефіцієнт опору, при якому коливання практично відсутні.

$$\tilde{n}_{\epsilon\delta} = 2 \sqrt{\alpha \cdot \delta_{\hat{a}}}, \quad (3.43)$$

де  $\delta_{\hat{a}}$  – маса підресореного вантажу,  $\delta_{\hat{a}} = 0,0888$  кН [10].

$$\tilde{n}_{\epsilon\delta} = 2 \sqrt{5,6 \cdot 0,0888} = 1,41 \text{ кН} \cdot \text{с/мм};$$

$$\tilde{n}_{\delta} = 0,29 \cdot 1,41 = 0,41 \text{ кН} \cdot \text{с/мм};$$

$$W_{r,1} = 3,14 \cdot 0,41 \cdot 9,92 \cdot 15^2 = 2873 \text{ кН} \cdot \text{мм};$$

$$W_{r,1} = 3,14 \cdot 0,41 \cdot 17,3 \cdot 15^2 = 5011 \text{ кН} \cdot \text{мм};$$

$$\Phi_{\delta 1} = \frac{2873}{64960} = 0,044;$$

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{\delta 2} = \frac{5011}{64960} = 0,077.$$

Таким чином можна вважати, що демпфування в пружному підвішуванні тепловоза є задовільним, тому що робота сил тертя становить 4,4% при синфазних коливаннях і 7,7% при протифазних коливаннях від роботи пружних сил підвішування.

**Висновки до розділу.** Виконано габаритний баланс та розраховано основні габаритні розміри проектного тепловоза.

Визначено основні характеристики системи пружного підвішування проектного тепловоза, а саме, виконано міцності розрахунки витої циліндричної пружини та гумового амортизатора із розрахунком жорсткості циліндричної пружини і гумового амортизатора, а також жорсткості пружного вузла та візка тепловоза. На основі цього розраховано статичний прогин пружного підвішування проектного тепловоза. Встановлено, що величина частоти власних коливань екіпажної частини проектного тепловоза, знаходиться у припустимих межах.

Пружне підвішування локомотива являється складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурююча сила з боку колії та яка породжує її вимушені коливання, що можуть викликати явище резонансу. Для виникнення цього негативного явища визначено величини критичних швидкостей руху.

При оцінці демпфуючих властивостей пружного підвішування на основі розрахованих значень коефіцієнту відносного тертя встановлено, що демпфування в пружному підвішуванні тепловоза є задовільним, тому що робота сил тертя становить 4,4% при синфазних коливаннях і 7,7% при протифазних коливаннях від роботи пружних сил підвішування.

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 4 РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

### 4.1 Розрахунок характеристик водяного контуру енергетичної установки

Початкові дані для розрахунку системи охолодження приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Початкові дані для розрахунку системи охолодження

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість тепла, що вводиться у дизель с паливом

$$Q_{\hat{a}} = \frac{g_e \cdot N_e \cdot Q_i^{\hat{d}}}{3600} = \frac{0,21 \cdot 2940 \cdot 42500}{3600} = 7289 \text{ êÄæ/ñ.} \quad (4.1)$$

Тепловідведення у воду, що охолоджує дизель

$$Q_{\hat{a}} = \frac{q_{\hat{a}}}{100} Q_{\hat{a}} = \frac{13}{100} \cdot 7289 = 948 \text{ êÄæ/ñ.} \quad (4.2)$$

З [11] вибираємо розрахункові параметри стандартних водяних секцій типу ВВ12.

Площа живого перетину для проходу повітря: для ВВ12 –  $\omega_1^i = 0,149 \text{ i}^2$ ; а для проходу води ВВ12 –  $\omega_2^{\hat{a}} = 0,00132 \text{ i}^2$ .

Поверхня теплообміну, що омивається повітрям ВВ12 –  $F_1^i = 29,6 \text{ i}^2$ ; омивається рідиною ВВ12 –  $F_2^{\hat{a}} = 3,04 \text{ i}^2$ .

Для значення  $u_i = 10,5 \text{ êã/(i}^2 \cdot \text{c)}$  з [11] знаходимо коефіцієнт теплопередачі для стандартних водяних секцій –  $\hat{E}_i = 62,5 \text{ Âð/(i}^2 \cdot \hat{E}) = 0,0625 \text{ êÄð/(i}^2 \cdot \hat{E})$ .

Витрата води через секції

$$G_{\hat{a}} = v_{\hat{a}} \cdot \omega_2^{\hat{a}} \cdot \rho_{\hat{a}} \cdot z_{\hat{a}} = 1 \cdot 0,00132 \cdot 1000 \cdot z_{\hat{a}} = 1,32 z_{\hat{a}}. \quad (4.3)$$

Витрата повітря через секції

$$G_{\hat{a}3}^i = u_i \cdot \omega_1^i \cdot z_{\hat{a}} = 10,5 \cdot 0,149 \cdot z_{\hat{a}} = 1,565 z_{\hat{a}}. \quad (4.4)$$

Складаємо система рівнянь теплового балансу та теплопередачі для першого контуру системи охолодження проектного тепловоза:

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

$$\begin{cases} Q_{\hat{a}} = G_{\hat{a}} \cdot C_{\hat{a}} \cdot (t_1^{\hat{a}} - t_2^{\hat{a}}); \\ Q_{\hat{a}} = G_{\hat{a}3}^i \cdot c_{\delta} \cdot (\tau_2^{\hat{a}} - \tau_1); \\ Q_{\hat{a}} = \hat{E}_i \cdot F_1^i \cdot z_{\hat{a}} \cdot \left( \frac{t_1^{\hat{a}} + t_2^{\hat{a}}}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^{\hat{a}}}{2} \right). \end{cases}$$

$$\begin{cases} 948 = 1,32 z_{\hat{a}} \cdot 4,19 \cdot (93 - t_2^{\hat{a}}); \\ 948 = 1,565 z_{\hat{a}} \cdot 1 \cdot (\tau_2^{\hat{a}} - 45); \\ 948 = 0,0625 \cdot 29,6 \cdot z_{\hat{a}} \cdot \left( \frac{93 + t_2^{\hat{a}}}{2} - \frac{45 + \tau_2^{\hat{a}}}{2} \right). \end{cases}$$

Приймаємо  $y_{\hat{a}} = \frac{1}{z_{\hat{a}}}$ , і після перетворення отримуємо

$$\begin{cases} 171,3 y_{\hat{a}} = 93 - t_2^{\hat{a}}; \\ 605,4 y_{\hat{a}} = \tau_2^{\hat{a}} - 45; \\ 1024,3 y_{\hat{a}} = 48 + t_2^{\hat{a}} - \tau_2^{\hat{a}}. \end{cases}$$

Розв'язавши систему рівнянь, отримуємо:

$$y_{\hat{a}} = 0,0533; \quad z_{\hat{a}} = \frac{1}{0,0533} = 18,76 \approx 19 \text{ шт.}; \quad t_2^{\hat{a}} = 83,9^{\circ} \text{C}; \quad \tau_2^{\hat{a}} = 77,3^{\circ}\text{Ñ}.$$

#### 4.2 Розрахунок контуру, що охолоджує масло теплообмінника та повітря наддування

Кількість тепла, що відводиться в навколишнє середовище

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

$$Q_{\hat{a}}^{\hat{i}i} = \frac{q_i + q_{i i}}{100} Q_{\hat{a}} = \frac{6,5 + 7,5}{100} \cdot 7289 = 1021 \text{ êÄæ/ñ.} \quad (4.5)$$

На підставі даних, розрахованих у попередньому підрозділі, складаємо систему рівнянь теплового балансу та теплопередачі для другого контуру системи охолодження проектного тепловоза:

$$\begin{cases} Q_{\hat{a}}^{\hat{i}i} = G_{\hat{a}} \cdot \tilde{n}_{\hat{a}} (t_1^{\hat{i}i} - t_2^{\hat{i}i}); \\ Q_{\hat{a}}^{\hat{i}i} = G_{\hat{a}\phi} \cdot \tilde{n}_{\hat{\delta}} (\tau_2^{\hat{i}i} - \tau_1); \\ Q_{\hat{a}}^{\hat{i}i} = \hat{E}_{\hat{i}} \cdot F_1^{\hat{i}} \cdot z_{\hat{i}i} \left( \frac{t_1^{\hat{i}i} + t_2^{\hat{i}i}}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2^{\hat{i}i}}{2} \right). \end{cases}$$

$$\begin{cases} 1021 = 1,32 z_{\hat{a}i} \cdot 4,19 (75 - t_2^{\hat{a}i}); \\ 1021 = 1,565 z_{\hat{a}i} \cdot 1 \cdot (\tau_2^{\hat{a}i} - 45); \\ 1021 = 0,0625 \cdot 29,6 \cdot z_{\hat{a}i} \cdot \left( \frac{75 + t_2^{\hat{a}i}}{2} - \frac{45 + \tau_2^{\hat{a}i}}{2} \right). \end{cases}$$

Позначивши  $y_{\hat{i}i} = \frac{1}{z_{\hat{i}i}}$ , після перетворень, отримаємо

$$\begin{cases} 184,2 y_{\hat{a}i} = 75 - t_2^{\hat{a}i}; \\ 652 y_{\hat{a}i} = \tau_2^{\hat{a}i} - 45; \\ 1103,2 y_{\hat{a}i} = 30 + t_2^{\hat{a}i} - \tau_2^{\hat{a}i}. \end{cases}$$

Розв'язавши систему рівнянь, отримаємо

$$y_{\hat{a}i} = 0,031; \quad z_{\hat{a}i} = \frac{1}{0,031} \approx 33 \text{ шт.}; \quad t_2^{\text{ВПМ}} = 69,3^\circ \text{ C}; \quad \tau_2^{\hat{a}i} = 65,2^\circ \text{ C}.$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно до результатів розрахунку обох контурів охолодження, водяний контур охолодження води дизеля має 19 штук секцій, другий контур (охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника) – 33 штуки секцій. Згідно з завданням система охолодження з однорядним розташуванням водяних секцій із застосуванням водомасляного теплообмінника, з розділенням холодильної камери на два відсіку та по одному вентиляторному колесі у кожному відсіку.

З огляду на те, що поверхні секцій засмічуються та теплорозсіюча спроможність їх знижується, а також для більш раціонального розміщення секцій, компонуючи холодильну камеру, приймаємо кількість секцій  $z_{\hat{a}} = 22$  шт., а  $z_{\hat{a}i} = 34$  шт., тобто у кожному відсіку по 28 штук секцій радіаторів. При цьому в перший контур підключено 22 секції охолодження води дизеля та шість секцій охолодження повітря наддування дизеля та охолодження масла теплообмінника. В другий контур надходять 28 секцій охолодження повітря наддування та масла теплообмінника.

Схему системи охолодження приводимо на рис. 4.1.

### 4.3 Розрахунок характеристик теплообмінника

Кількість тепла, що відводиться в масло

$$Q_i = \frac{q_i}{100} Q_{\hat{a}} = \frac{6,5}{100} \cdot 7289 = 474 \text{ кВт/год.} \quad (4.6)$$

Температура масла на виході з теплообмінника

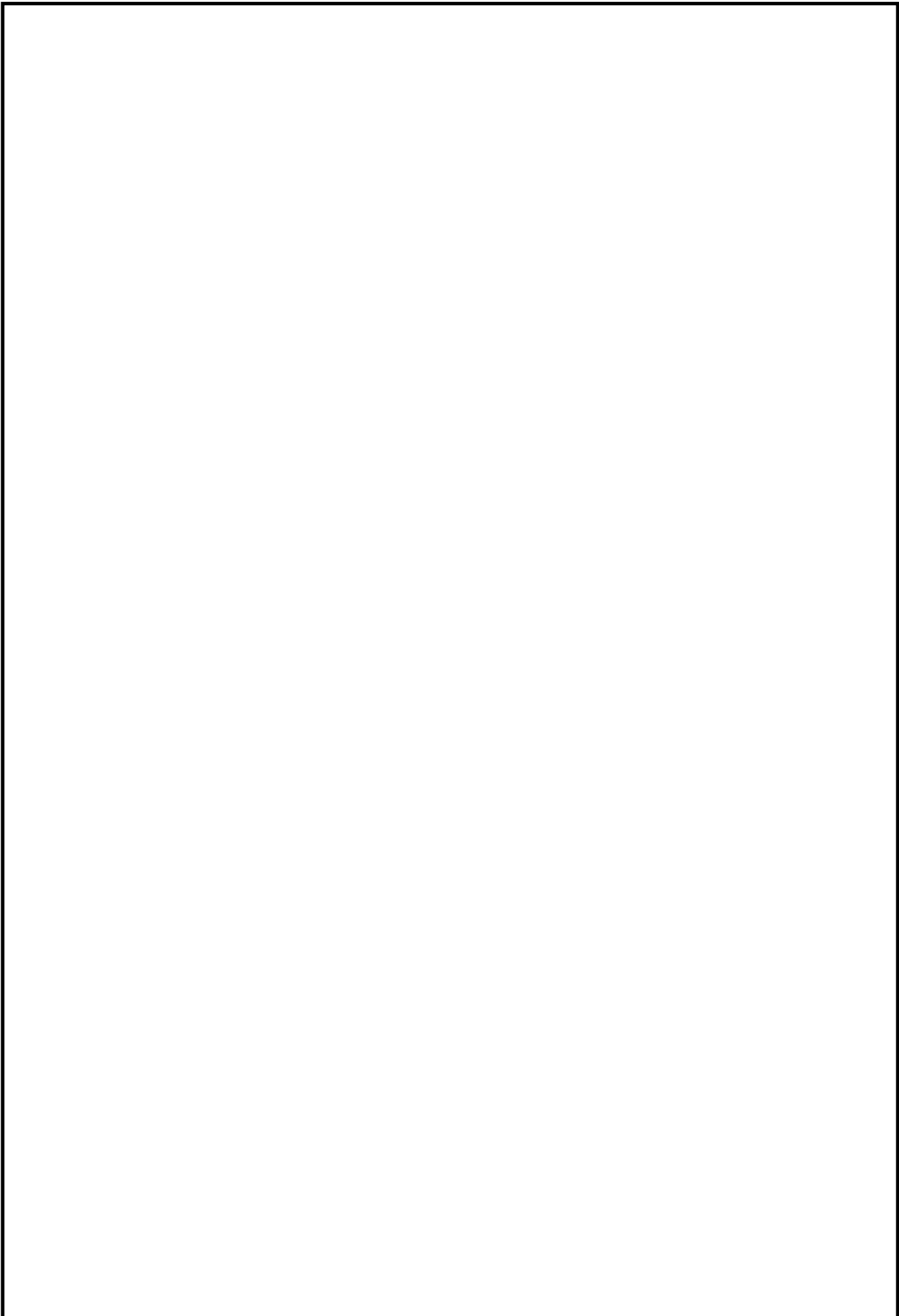
$$t_2^i = t_1^i - \frac{Q_i}{G_1 \cdot \tilde{n}_1}, \quad (4.7)$$

де  $G_1$  – витрата дизельного масла через водомасляний теплообмінник, кг/с;

$\tilde{n}_1$  – питома теплоємність масла. Для заданого значення  $t_1^M = 83^\circ \text{C}$  –

$\tilde{n}_1 = 2,065 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ , [11].

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		69

$$G_1 = \frac{\hat{A}_1 \cdot \rho_1}{3600} = \frac{100 \cdot 900}{3600} = 25 \text{ êã/ñ;} \quad (4.8)$$

$$t_2^i = 83 - \frac{474}{25 \cdot 2,065} = 73,8^\circ\text{Ñ.}$$

Витрата охолоджуючої води через водомасляний теплообмінник

$$G_{\hat{a}i} = \frac{\hat{A}_{\hat{a}} \cdot \rho_{\hat{a}}}{3600}, \quad (4.9)$$

де  $\hat{A}_{\hat{a}}$  – подача водяного насоса, м<sup>3</sup>/год.

$$\hat{A}_{\hat{a}} = 3600 \cdot v_{\hat{a}} \cdot \omega_2^{\hat{a}} \cdot z_{\hat{a}i} = 3600 \cdot 1 \cdot 0,00132 \cdot 34 = 162 \text{ м}^3/\text{год.} \quad (4.10)$$

$$G_{\hat{a}i} = \frac{162 \cdot 1000}{3600} = 45 \text{ êã/ñ.}$$

Температура води на вході в теплообмінник  $t_2^{\hat{a}i} = 69,3^\circ\text{Ñ}$ , а на виході

$$t_3^{\hat{a}i} = t_2^{\hat{a}i} + \frac{Q_1}{G_{\hat{a}i} \cdot \tilde{n}_{\hat{a}}} = 69,3 + \frac{474}{45 \cdot 4,19} = 71,8^\circ\text{Ñ.} \quad (4.11)$$

Середні температури води і масла в теплообміннику

$$t_{\tilde{n}\delta}^{\hat{a}i} = \frac{t_3^{\hat{a}i} + t_2^{\hat{a}i}}{2} = \frac{69,3 + 71,8}{2} = 70,6^\circ\text{Ñ;} \quad (4.12)$$

$$t_{\tilde{n}\delta}^i = \frac{t_1^i + t_2^i}{2} = \frac{83 + 73,8}{2} = 78,4^\circ\text{Ñ.} \quad (4.13)$$

Поверхня теплообміну теплообмінника

$$F_{oi} = \frac{Q_1}{\hat{E}_{oi} (t_{\tilde{n}\delta}^i - t_{\tilde{n}\delta}^{\hat{a}i})}, \quad (4.14)$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

де  $\hat{E}_{\dot{\sigma}}$  – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, за графіком [11] знаходимо  
 для  $v_{i \dot{\sigma}} = 1,4 \text{ м/с}$  і  $v_{\dot{\sigma}} = 1,5 \text{ м/с}$  –  $\hat{E}_{\dot{\sigma}} = 0,79 \text{ (м}^2 \cdot \text{с)}.$

$$F_{\dot{\sigma}} = \frac{474}{0,79 \cdot (78,4 - 70,6)} = 77 \text{ м}^2.$$

Приймаємо діаметр трубок  $d = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$ , тоді повна довжина трубок теплообмінника

$$L = \frac{F_{\dot{\sigma}}}{\pi \cdot d} = \frac{77}{3,14 \cdot 0,01} = 2449 \text{ м}. \quad (4.15)$$

При робочій довжині трубки  $l = 2,0 \text{ м}$  число трубок теплообмінника

$$n_{\dot{\sigma}} = \frac{2449}{2} \approx 1225 \text{ шт.}$$

#### 4.4 Розрахунок параметрів вентилятора холодильника

Для подальших розрахунків виходячи з точки зору забезпечення уніфікації для проектного тепловоза обираємо вентилятор УК-2М з кутом установлення лопатей  $25^\circ$  [11].

Величина опору секцій холодильника

$$h_c = 4,6 \cdot u_{\dot{\sigma}}^{1,83} = 4,6 \cdot 10,5^{1,83} = 340 \text{ Па/м}^2. \quad (4.16)$$

Величина опору жалюзі

$$h_{\text{ж}} = 0,2 h_c = 0,2 \cdot 340 = 68 \text{ Па/м}^2. \quad (4.17)$$

Величина опору від розширень, звужень та поворотів повітряного потоку у холодильнику

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

$$h_{\delta\hat{e}} = 0,8h_{\hat{n}} = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ Í /ì }^2. \quad (4.18)$$

Величина динамічних втрат потоку повітря за вентиляторним колесом

$$h_{\hat{a}} = 0,9h_{\hat{n}} = 0,9 \cdot 340 = 306 \text{ Í /ì }^2. \quad (4.19)$$

Величина потрібного напору вентиляторного колеса складатиме

$$H = h_{\hat{x}} + h_{\hat{n}} + h_{\delta\hat{e}} + h_{\hat{a}} = 68 + 340 + 272 + 306 = 986 \text{ Í /ì }^2. \quad (4.20)$$

Величина витрат повітря крізь секції одного відсіку холодильної камери

$$G'_{\hat{i}} = G''_{\hat{i}} = u_{\hat{a}} \cdot \omega_{\hat{l}}^{\hat{a}} \cdot z_{\hat{a}} = 10,5 \cdot 0,149 \cdot 28 = 43,8 \text{ êã/ñ; } \quad (4.21)$$

а загальна

$$G = G'_{\hat{i}} + G''_{\hat{i}} = 43,8 + 43,8 = 87,6 \text{ êã/ñ. } \quad (4.22)$$

Значення середньої температури повітря у відсіку охолодження першого контуру та частини другого контуру

$$\begin{aligned} \tau_{2\hat{n}\hat{o}}^{\hat{a}} &= \frac{u_{\hat{a}} \cdot \omega_{\hat{l}}^{\hat{a}} \cdot z_{\hat{a}} \cdot \tau_{\hat{2}}^{\hat{a}} + u_{\hat{a}} \cdot \omega_{\hat{l}}^{\hat{a}} \cdot z_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}} \cdot \tau_{\hat{2}}^{\hat{a}\hat{i}\hat{i}}}{G'_{\hat{i}}} = \\ &= \frac{10,5 \cdot 0,149 \cdot 6 \cdot 65,2 + 10,5 \cdot 0,149 \cdot 22 \cdot 77,3}{43,8} = 74,8 \hat{\text{Í}}. \end{aligned} \quad (4.23)$$

Величину густини повітря перед вентиляторним колесом визначаємо за формулою:

$$\rho_{\hat{a}\hat{\zeta}} = \frac{100000}{R_{\hat{a}\hat{\zeta}}(\tau_{2\hat{n}\hat{o}}^{\hat{a}} + 273)}, \quad (4.24)$$

де  $R_{\hat{a}\hat{\zeta}} = 287 \text{ Äæ}/(\hat{e}\hat{\text{ã}} \cdot \hat{\text{Ê}})$  – питома стала газова повітря.

У першому відсіку

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

$$\rho'_i = \frac{100000}{287 \cdot (74,8 + 273)} = 1,002 \text{ кг/м}^3.$$

У другому відсіку

$$\rho''_i = \frac{100000}{287 \cdot (65,2 + 273)} = 1,03 \text{ кг/м}^3.$$

Подача вентилятора у:

– першому відсіку

$$\hat{A}' = \frac{G'_i}{\rho'_i} = \frac{43,8}{1,002} = 43,7 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (4.25)$$

– другому відсіку

$$\hat{A}'' = \frac{G''_i}{\rho''_i} = \frac{43,8}{1,03} = 42,5 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.26)$$

З графіку [11] визначаємо, що максимальний коефіцієнт корисної дії ( $\eta_{\hat{a}_{\max}} = 0,838$ ) при  $\alpha = 25^\circ$  досягається при  $\bar{B} = 0,25$ , що відповідає  $\bar{H} = 0,068$ .

Вимірник подачі вентилятора у:

– першому відсіку

$$\hat{E}'_{\hat{a}} = \frac{\hat{A}'}{\bar{A}} = \frac{43,7}{0,25} = 174,8 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (4.27)$$

– другому відсіку

$$\hat{E}''_{\hat{a}} = \frac{\hat{A}''}{\bar{A}} = \frac{42,5}{0,25} = 170 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.28)$$

Вимірник напору

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

$$\hat{E}_i = \frac{\dot{I}}{\bar{I}} = \frac{986}{0,068} = 14500 \text{ Н/м}^2. \quad (4.29)$$

Потрібний діаметр вентиляторного колеса у:

– першому відсіку

$$D'_{\hat{e}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot \rho'_i}{\pi^2} \cdot \frac{(\hat{E}'_{\hat{a}})^2}{\hat{E}_i}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot 1,002}{(3,14)^2} \cdot \frac{(174,8)^2}{14500}} \approx 1,36 \text{ м}; \quad (4.30)$$

– другому відсіку

$$D''_{\hat{e}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot \rho''_i}{\pi^2} \cdot \frac{(\hat{E}''_{\hat{a}})^2}{\hat{E}_i}} = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot 1,03}{(3,14)^2} \cdot \frac{(170)^2}{14500}} \approx 1,35 \text{ м}. \quad (4.31)$$

Частота обертів вентиляторного колеса у:

– першому відсіку

$$n' = \sqrt[4]{\frac{1}{16\pi^2 \cdot (\rho'_i)^3} \cdot \frac{\hat{E}_i^3}{(\hat{E}'_{\hat{a}})^2}} = \sqrt[4]{\frac{1}{16 \cdot (3,14)^2 \cdot (1,002)^3} \cdot \frac{(14500)^3}{(174,8)^2}} = 28,2 \text{ н}^{-1}; \quad (4.32)$$

– другому відсіку

$$n'' = \sqrt[4]{\frac{1}{16\pi^2 \cdot (\rho''_i)^3} \cdot \frac{\hat{E}_i^3}{(\hat{E}''_{\hat{a}})^2}} = \sqrt[4]{\frac{1}{16 \cdot (3,14)^2 \cdot (1,03)^3} \cdot \frac{(14500)^3}{(120)^2}} = 27,9 \text{ н}^{-1}. \quad (4.33)$$

Потужність, яка витрачається на привод вентилятора:

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

– у першому відсіку

$$N'_{\hat{a}} = \frac{\hat{A}' \cdot \dot{I}}{1000 \cdot \eta_{\hat{a}_{\max}}} = \frac{43,7 \cdot 986}{1000 \cdot 0,838} = 51,4 \text{ кВт}; \quad (4.34)$$

– у другому відсіку

$$N''_{\hat{a}} = \frac{\hat{A}'' \cdot \dot{I}}{1000 \cdot \eta_{\hat{a}_{\max}}} = \frac{42,5 \cdot 986}{1000 \cdot 0,838} = 50 \text{ кВт}; \quad (4.35)$$

– сумарна

$$N_{\hat{a}} = N'_{\hat{a}} + N''_{\hat{a}} = 51,4 + 50 = 101,4 \text{ кВт}. \quad (4.36)$$

**Висновки до розділу.** Виходячи із заданих величин тепловідведення у масло та воду, що охолоджує дизель та воду, що охолоджує повітря наддування дизеля, принципової схеми системи охолодження, а також значень температур теплоносіїв на виході з енергетичної установки, повітря перед секціями радіаторів та води на виході з повітроохолоджувача, складено систему рівнянь балансу теплопередачі та тепловідведення для обох контурів системи охолодження. Розв'язуючи складені рівняння, було визначено величини температур води та масла за водоповітряними секціями, а також значення температури води перед повітроохолоджувачем. Визначена кількість радіаторів секцій холодильника обох контурів системи охолодження та виходячи з вагових та габаритних міркувань виконано компонування холодильної камери.

Згідно до результатів розрахунку обох контурів охолодження, водяний контур охолодження води дизеля має 19 штук секцій, другий контур (охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника) – 33 штуки секцій. Згідно з завданням система охолодження з однорядним розташуванням водяних секцій із застосуванням водомасляного теплообмінника, з розділенням холодильної камери на два відсіку та по одному вентиляторному колесі у кожному

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

відсіку.

З огляду на те, що поверхні секцій засмічуються та теплорозсіюча спроможність їх знижується, а також для більш раціонального розміщення секцій, компонуючи холодильну камеру, приймаємо кількість секцій шт., а шт., тобто у кожному відсіку по 28 штук секцій радіаторів. При цьому в перший контур підключено 22 секції охолодження води дизеля та шість секцій охолодження повітря наддування дизеля та охолодження масла теплообмінника. В другий контур надходять 28 секцій охолодження повітря наддування та масла теплообмінника.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5 ПОЗДОВЖНЄ РОЗВАЖУВАННЯ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

Розважування проектного тепловоза ставить на меті визначення службової маси тепловоза та сил навантажень від кузова та головної рами з обладнанням на передній та задній візки; розрахунку навантажень від колісних пар на колію; урівноваження навантажень від кузова з головною рамою на візки та від рушійних колісних пар на колію у випадках, коли ця різниця перебільшує  $\pm 3\%$ ; доведення навантаження від рушійних колісних пар на колію до заданої величини, шляхом застосування баласту [12].

Для визначення навантажень від кузова на рейки виконуємо лише розважування надвізкових елементів проектного тепловоза. Розважування візків не виконуємо, вважаючи, що їхнє навантаження розподіляється по колісних парах рівномірно.

Виконуючи поздовжнє розважування враховують такі навантаження:

- $G_i$  – сила ваги вузлів або груп деталей, що розташовані у кузові та на головній рамі, в тому числі сила ваги саме кузова та рами, кН;
- $G_k$  – загальна сила ваги надвізкових частин тепловоза, а саме кузова та головної рами з обладнанням, кН;
- $G_{кп}, G_{кз}$  – навантаження від кузова та головної рами з обладнанням на опори переднього та заднього візків відповідно, кН. Індекс «п» та «з» позначає належність параметра до переднього та заднього візків відповідно;
- $G_v$  – вага візка, кН;
- $G_{п}$  – підресорена вага секції тепловоза, кН;
- $G_{н}$  – непідресорена вага секції тепловоза (вага колісних пар, букс, частина ваги ТЕД при опорно-осьовому підвішуванні, частина ваги підвішування та кожухів осьових редукторів), що жорстко

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

передається на колію, кН;

$G_{пв}$  – підресорена сила ваги одного візка, кН;

$G_{нв}$  – непідресорена сила ваги, що припадає на один візок, кН;

$P_{зч}$  – службова маса однієї секції тепловоза, кН; у тепловозів, в яких всі колісні пари рушійні, ця вага співпадає зі зчіпною вагою;

$P_{ср}$  – середнє навантаження від колісної пари на колію, кН;

$P_{п}, P_{з}$  – повне навантаження на колію від колісної пари заднього та переднього візків, кН;

$P_{пп}, P_{пз}$  – підресорене навантаження, що припадає на одну колісну пару переднього та заднього візків, кН;

$P_{нп}, P_{нз}$  – непідресорене навантаження, що припадає на рейки від колісної пари переднього і заднього візків, кН.

Повздовжнє розважування починається з аналізу розрахункової схеми екіпажної частини (рис. 5.1, табл. 5.1) та вагової відомості проектного тепловоза, що наведена у табл. 5.2.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Змн.

Арк.

№ докум.

Підпис

Дата

Статичні моменти, що створюються силою ваги вузлів відносно умовної осі моментів, визначаються за формулою:

$$M_i = G_i \cdot l_i. \quad (5.1)$$

Координата центру ваги надвізкової будови тепловоза  $x_{\text{ЦВ}}$  відносно умовної осі моментів

$$x_{\text{ЦВ}} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{G_{\text{к}}} = \frac{\sum_{i=1}^n G_i \cdot l_i}{\sum_{i=1}^n G_i}. \quad (5.2)$$

Умовна вісь, до якої визначається відстань проходить через центр одного з автозчеплень. Прийmemo, що це переднє автозчеплення, тоді

$$\tilde{\sigma}_{\hat{a}} = \frac{7533,5}{708,4} = 10,635 \text{ м}.$$

Визначивши координату центра ваги кузова та головної рами проектного тепловоза з усім обладнанням, розміщуємо візки тепловоза.

Тому що використовується рама серійного тепловоза, то розміщення опор візків передбачено в конструкції поперечних кріплень рами.

Переміщення координати центру ваги надвізкової будови тепловоза можна домогтися незначним переміщенням окремих вузлів на головній рамі або за допомогою встановлення баласту.

Службова вага тепловоза знаходиться як сума ваг надвізкових елементів та двох візків

$$P_{\text{с.}} = G_{\hat{e}} + 2 \cdot G_{\hat{a}}, \quad (5.3)$$

$$P_{\text{с.}} = 708,4 + 2 \cdot 282,038 = 1272,476 \text{ кН}.$$

Середнє навантаження від колісної пари на рейки визначається як частка від ділення службової ваги тепловоза на кількість його колісних пар  $m=6$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

$$D_{\text{н\ddot{o}}} = \frac{D_{\text{ц\ddot{c}}}}{m} = \frac{1272,476}{6} = 212,08 \text{ кН.} \quad (5.4)$$

Навантаження від кузова та рами з обладнанням на передній і задній візки розраховується обернено пропорційно відстаням від центру ваги надвізкової будови до умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки за формулами:

$$G_{\text{кп}} = G_{\text{к}} \frac{a_3}{L_{\text{н}}}; \quad (5.5)$$

$$G_{\text{кз}} = G_{\text{к}} \frac{a_{\text{п}}}{L_{\text{н}}}, \quad (5.6)$$

де  $a_{\text{п}}$ ,  $a_3$  – відстань від центру ваги надвізкової будови до умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки, м;

$L_{\text{н}}$  – відстань між умовними точками передачі вертикальних навантажень на візки відповідно, м.

$$a_{\text{і}} = x_{\text{о\ddot{a}}} - (D + C) + \Delta I = 10,635 - (2,425 + 2,3) + 0,215 = 6,125 \text{ м}; \quad (5.7)$$

$$a_{\text{ц}} = L_{\text{і}} - a_{\text{і}} = 12,68 - 6,125 = 6,555 \text{ м.} \quad (5.8)$$

$$G_{\text{е\ddot{і}}} = 708,4 \cdot \frac{6,555}{12,68} = 366,21 \text{ кН};$$

$$G_{\text{е\ddot{ц}}} = 708,4 \cdot \frac{6,125}{12,68} = 342,18 \text{ кН.}$$

Загальне навантаження від колісної пари на колію для переднього та заднього візків визначається як сума підресореного та непідресореного навантаження

$$P_{\text{п}} = P_{\text{пп}} + P_{\text{нп}}, \quad (5.9)$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

$$P_3 = P_{пз} + P_{нз}. \quad (5.10)$$

Тому що розважування візків не виконувалось і було прийнято, що їх підресорена та непідресорена вага розподіляється по колісних парах однаково, то підресорені навантаження, що припадають на одну колісну пару, можна вважати однаковими:

– для переднього візка (при кількості колісних пар у візку  $m_B=3$ )

$$P_{i\hat{a}} = \frac{G_{\hat{e}i}}{m_{\hat{a}}} + \frac{G_{i\hat{a}}}{m_{\hat{a}}}; \quad (5.11)$$

– для заднього візка (при кількості колісних пар у візку  $m_B=3$ )

$$P_{i\zeta} = \frac{G_{\hat{e}\zeta}}{m_{\hat{a}}} + \frac{G_{i\hat{a}}}{m_{\hat{a}}}, \quad (5.12)$$

$$G_{i\hat{a}} = G_{\hat{a}} - \frac{G_1}{2} = 282,038 - \frac{159,069}{2} = 202,5 \text{ кН}. \quad (5.13)$$

$$P_{i\hat{a}} = \frac{G_{\hat{e}i}}{m_{\hat{a}}} + \frac{G_{i\hat{a}}}{m_{\hat{a}}} = \frac{366,21}{3} + \frac{202,5}{3} = 189,57 \text{ кН};$$

$$P_{i\zeta} = \frac{G_{\hat{e}\zeta}}{m_{\hat{a}}} + \frac{G_{i\hat{a}}}{m_{\hat{a}}} = \frac{342,18}{3} + \frac{202,5}{3} = 181,56 \text{ кН}.$$

Величину непідресореного навантаження від колісної пари на колію для переднього та заднього візків вважаємо розподіленою однаково та визначаємо як частку від ділення непідресореної ваги тепловоза на кількість його колісних пар

$$D_{i\hat{a}} = D_{i\zeta} = \frac{G_1}{m} = \frac{159,069}{6} = 26,51 \text{ кН}. \quad (5.13)$$

Тоді

$$D_i = 189,57 + 26,51 = 216,1 \text{ кН};$$

$$D_{\zeta} = 181,56 + 26,51 = 208,1 \text{ кН}.$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

Відносна різниця навантажень між колісними парами переднього та заднього візків

$$\Delta = \frac{|D_1 - D_{\zeta}|}{\min(P_1(\zeta))} \cdot 100 = \frac{|216,1 - 208,1|}{216,1} \cdot 100 = 3,7\%, \quad (5.14)$$

що більше допустимого значення 3%, тому необхідно вирівняти навантаження на рейки переднього та заднього візків.

Вирівнювання навантажень виконують кількома методами:

- зміною розташування вузлів (груп деталей) в кузові та на рамі тепловоза;
- зміною розташування умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки без зміни відстані між ними;
- зміною розташування умовних точок передачі вертикальних навантажень на візки із зміною відстані між ними;
- розміщенням певного баласту на необхідній відстані від умовної осі моментів. При цьому вага баласту та плече його розміщення визначаються дослідним шляхом [12].

Для збільшення зчіпної ваги проектного тепловоза та вирівнювання навантажень розміщуємо баласт вагою  $G_a = 20$  кН на відстані  $l_a = 17$  і від умовної осі моментів.

Результати розрахунку з урахуванням баласту.

$$G'_e = G_e + G_a = 708,4 + 20 = 728,4 \text{ кН}; \quad (5.15)$$

$$\sum I'_z = \sum I_z + G_a \cdot l_a = 7533,5 + 20 \cdot 17 = 7873,5 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad (5.16)$$

$$\delta_{\text{о}a} = \frac{\sum I'_z}{G'_e} = \frac{7873,5}{728,4} = 10,809 \text{ м}; \quad (5.17)$$

$$P_{\zeta} = 728,4 + 2 \cdot 282,038 = 1292,476 \text{ кН}.$$

$$D_{\text{н}o} = \frac{1292,476}{6} = 215,4 \text{ кН};$$

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

$$\dot{a}_i = 10,809 - (2,425 + 2,3) + 0,215 = 6,299 \text{ м};$$

$$\dot{a}_\zeta = 12,680 - 5,055 = 6,38 \text{ м};$$

$$G_{\hat{e}i} = 728,4 \cdot \frac{6,38}{12,68} = 366,5 \text{ кН};$$

$$G_{\hat{e}\zeta} = 728,4 \cdot \frac{6,299}{12,68} = 361,84 \text{ кН};$$

$$P_{ii} = \frac{366,5}{3} + \frac{202,5}{3} = 189,67 \text{ кН};$$

$$P_{i\zeta} = \frac{361,84}{3} + \frac{202,5}{3} = 188,11 \text{ кН};$$

$$D_i = 189,67 + 26,51 = 216,18 \text{ кН};$$

$$D_\zeta = 188,11 + 26,51 = 214,62 \text{ кН};$$

$$\Delta = \frac{|216,18 - 214,62|}{216,62} \cdot 100 = 0,72\%,$$

що менше 3%, тому результати поздовжнього розважування досягнуто – навантажень від кузова на візки та від колісних пар на колію вирівняні.

Ескіз розважування секції проектного тепловоза наведено на рис. 5.2.

**Висновки до розділу.** У результаті визначення навантажень на рейки між колісними парами переднього та заднього візків їх відносна різниця склала 3,7%, що неприпустимо за умови створення та реалізації рівномірного значення дотичної сили тяги колісно-моторними блоками проектного тепловозу. Запропоновано встановити баласт силою ваги 20 кН у пустоти головної рами на відстані 17 м від умовної осі моментів, при цьому відносна різниця між навантаженнями колісних пар на колію для переднього та заднього візків склала 0,72%, що лежить у припустимих межах.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 5.2 – Ескіз поздовжнього розважування проектного тепловоза

					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

## 6 МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА З КОЛІЮ

Під час проектування тягового рухомого складу велика увага приділяється зниженню впливу екіпажної частини на залізничну колію. Вертикальні динамічні сили в пружному підвішуванні, викликані коливаннями надресорної будови екіпажа, не повинні перевищувати 40% від статичного навантаження [8]. Перевищення цього рівня динамічних сил може значно знизити сумарне вертикальне навантаження на тягові осі та призвести до погіршення тягових якостей тягового рухомого складу та його зчіпних властивостей, що може спричинити боксування рушійних колісних пар, а іноді й сходження поїзда внаслідок порушення умови стійкості зневантаженого колеса щодо сходу з рейок, наприклад, при русі у кривих ділянках колії або при проходженні стрілочних переказів.

Під час руху рейковою колію виникають вільні та вимушені коливання елементів екіпажної частини. Вільні коливання зазвичай виникають у режимах руху, що не встановилися (прохід одиночної нерівності колії, вхід у криву і вихід з неї, різка зміна профілю колії та ін) і досить ефективно гасяться демпферами пружного підвішування.

Тому щодо показників динамічних якостей екіпажу зазвичай розглядають режим вимувених коливань, що постійно супроводжують рух одинці тягового рухомого складу по нерівностях рейкової колії.

Модель проектного тепловоза будемо розглядати як двомасову, а пружного підвішування – як двоступінчасту, у кожному з ступенів якої встановлені демпфери з лінійною залежністю сили тертя у гасителі від швидкості руху поршня. Тоді, згідно з параметрами розрахункової схеми, показаної на рис. 6.1, диференціальні рівняння руху по вертикальним нерівностям рейкової колії мають такий вигляд [8]:

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{z}_1 + b_1 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{\eta}) + c_1 \cdot (z_1 - \eta) \dot{z}_1 + b_2 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_2 \cdot (z_1 - z_2) &= 0; \\
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 + b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 \cdot (z_2 - z_1) &= 0,
 \end{aligned}
 \tag{6.1}$$

де  $m_1, m_2$  – обрєсорєні маси вїзка та кузова, що привєдєна до одного вїзка вїдповїдно;

$c_1, c_2$  – коефїцієнти жорсткостї буксового та кузовного ступєнїв пружного пїдвїшування вїдповїдно;

$b_1, b_2$  – коефїцієнти демпфування буксового та кузовного ступєнїв пружного пїдвїшування вїдповїдно;

$\eta$  – кїнематичне збурєння з боку рейкової колїї;

$z_1, z_2$  – узагальнєні координати перемїщення вїзка та кузова вїдповїдно.

Перєтворюючі (6.1), отримаємо

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Пїдпис	Дата		87

$$\ddot{z}_1 = -\frac{1}{m_1} [b_1 \cdot \dot{z}_1 + b_2 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1 \cdot z_1 + c_2 \cdot (z_1 - z_2) - b_1 \cdot \dot{\eta} - c_1 \cdot \eta];$$

$$\ddot{z}_2 = -\frac{1}{m_2} [b_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 \cdot (z_2 - z_1)].$$
(6.2)

У якості збурення приймаємо нерівність, що запропонована професором М. М. Кудравцевим такого вигляду:

$$h(t) = |A_1 \cdot \sin(\omega t) + A_2 \cdot \sin 3(\omega t)|,$$
(6.3)

де  $A_1, A_2$  – амплітуди нерівностей колії;

$\omega$  – частота збурень.

$$\omega = \frac{pV}{L},$$
(6.4)

де  $V$  – швидкість руху;

$L$  – довжина рейкової ланки.

Для моделювання динамічної взаємодії тепловоза та колії застосуємо пакет візуального блочного імітаційного моделювання Simulink матричної системи MATLAB та безпосередньо наступні блоки:

– *Clock* – джерело сигналу часу, яке створює сигнал, що дорівнює поточному часу моделювання;

– *Fcn* – функціональний блок. Створює сигнал, що дорівнює заданій функції від вхідного сигналу. Необхідна функція задається в налаштуваннях блоку в рядку *Expression* мовою C;

– *Derivative* – диференціатор. Створює сигнал, що дорівнює похідній за часом від вхідного сигналу;

– *Max* – мультиплексор, поєднує сигнали з кількох входів на один вихід (вектор). У налаштуваннях блоку встановлюємо такі параметри: кількість входів (*Number of Inputs*); спосіб відображення (*Display option*);

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

– *Integrator* – інтегратор, який створює сигнал, що дорівнює інтегралу від вхідного сигналу;

– *MinMax Running Resettable* – обнулюваний визначник мінімуму або максимуму, якій визначає мінімальне чи максимальне значення вхідного сигналу;

– *Gain* – лінійний помножувач, який на виході створює сигнал, що дорівнює вхідному сигналу, помноженому на задане значення;

– *Scope* – осцилограф. Будує графік залежності вхідного сигналу від часу.

Розв’язання системи диференційних рівнянь (6.2) виконуємо у системі за методом Рунге-Кутти.

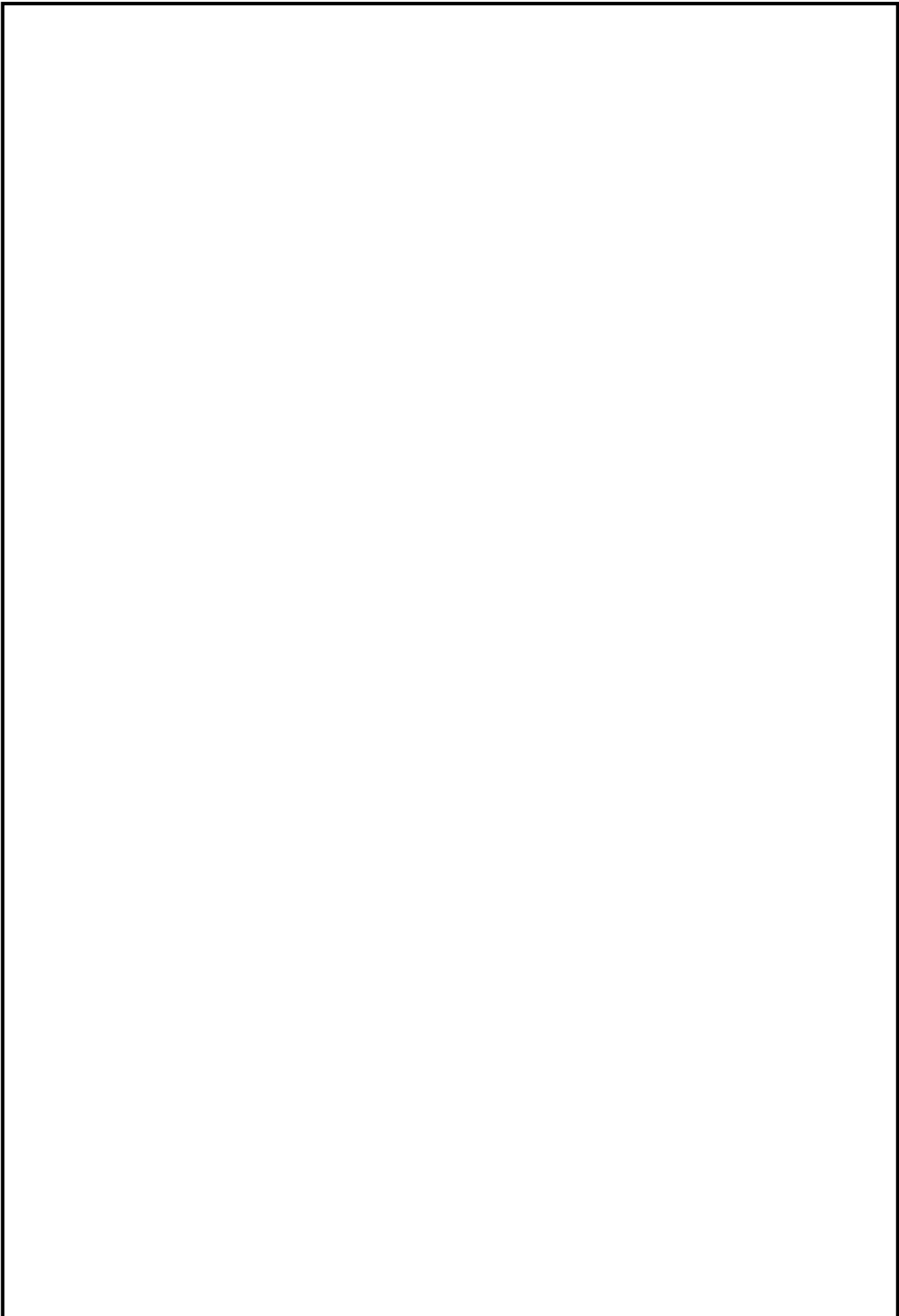
Метод Рунге-Кутти є одним із методів чисельних алгоритмів рішення звичайних диференційних рівнянь та їх систем. Формально цей метод являється виправленим та модифікованим методом Ейлера.

Рішенням диференційного рівняння являється функція, яка є  $n$  раз диференційованою та після підставлення якої у рівняння спостерігається тотожність. Порядком диференційного рівняння називається порядок найвищої похідної, яка входить у рівняння. Рівняння (6.2) є рівнянням другого порядку. На практиці здебільшого певний розв’язок конкретного диференціального рівняння знаходять із загального розв’язку, виходячи з певних умов, яким має задовольняти шуканий конкретний розв’язок.

Умови, яким має задовольняти певний розв’язок такого диференціального рівняння, називається початковими умовами. Для такого диференційного рівняння початковими умовами являються початкове положення кожної з степенів свободи в початковий момент часу. Вони рівні нулю для кожного степеню свободи. Початкові умови відіграють роль збурюючої сили, але оскільки початкові умови рівні нулю, то збурюючою силою коливань являється нерівність профілю колії. Якщо ж підставити в початкові умови певні величини, то можна отримати додаткові фактори, що спричиняють коливання.

Рівняння (6.2), записані у формі вище перелічених блоків у середовище *Simulink*, наведено на рис. 6.2, а із врахуванням амплітуди коливань – на рис. 6.3.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		90

<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>

*0032.160134.000.04MP.ПЗ*

У перший елемент *Gain* під назвою "*Omega*" записуємо чисельне значення частоти обурення, розраховане за формулою (6.4). У блок *Fcp* вносимо рівняння нерівності (6.3).

Результати моделювання представлені в графічному вигляді:

- переміщення буксового ступеню та кузова в залежності від часу рис. 6.4;
- швидкості буксового ступеню та кузова в залежності від часу рис. 6.5;
- фазових діаграм рис. 6.6, які є залежностями швидкості маси від її лінійного переміщення.

Отримані результати свідчать, що після перехідного процесу встановлюються коливання постійної амплітуди з частотою збурення, описану рівнянням М. М. Кудравця. Аналіз рішення показує, що амплітуда коливань залежить від частоти збурення, отже, від швидкості руху, а частоти власних коливань знаходяться у припустимих межах та не перевищують 1,5 Гц.

Рисунок 6.5 – Графіки залежностей швидкостей переміщення мас від часу

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рисунок 6.6 – Фазові діаграми залежностей швидкостей від координати мас

**Висновки до розділу.** Оцінка якостей проектних та новостворених конструкцій екіпажу тягового рухомого складу виконується на основі методів динаміки.

Стан динамічної системи описано рівняннями рівноваги сил і моментів, що діють на її елементи, в кожен момент часу. Для опису руху динамічної системи використано диференціальні рівняння другого порядку, а у якості збурення прийнято нерівність, що запропонована професором М. М. Кудравцевим. За допомогою пакету візуального блочного імітаційного моделювання Simulink матричної системи MATLAB досліджено екіпаж проектного тепловоза як двомасову систему.

У результаті моделювання встановлено, що після перехідного процесу встановлюються коливання постійної амплітуди з частотою рівної частоті збурення, частоти власних коливань знаходяться у припустимих межах та не перевищують 1,5 Гц.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7 ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ ТЕПЛОВОЗА

Динамічне вписування передбачає рух локомотива у кривій на магістральних ділянках колії. Радіуси кривих при цьому досить великі проти радіусів кривих на тракційних і депоських коліях.

Великі швидкості руху, що розвиваються в кривих, зумовлюють появу великих відцентрових сил: які можуть викликати порушення поперечної стійкості локомотива, всповзання гребеня направляючого колеса на рейку, поперечний зсув рейко-шпальної решітки, відрив підшви зовнішньої рейки від шпали. Крім того, причиною порушення комфортних умов для пасажирів та локомотивних бригад можуть бути великі прискорення, причиною яких також є відцентрові сили. Тому кінцевою метою досліджень динамічного вписування є визначення максимальної швидкості руху локомотива, за якої ще забезпечується безпека та відповідний комфорт.

Для розрахунку максимально допустимої швидкості руху в кривій насамперед необхідно знайти залежність бічного тиску гребеня направляючого колеса на рейку (або рейки на гребінь колеса) від швидкості руху локомотива. Завдання це досить складне і вимагає громіздких обчислень, тому для спрощення розрахунків приймаємо такі припущення:

- локомотив працює в режимі вибігу;
- відсутнє зчленування між візками;
- можна знехтувати впливом конусності бандажів;
- вертикальні тиски коліс на рейки під час руху залишаються постійними та рівними тискам у статичному стані;
- коефіцієнт тертя між колесом і рейкою не залежить від швидкості руху та дорівнює 0,25;
- всі сили, які діють на тепловоз, перебувають у горизонтальній площині лише на рівні головок рейок;
- відсутнє поперечне відтискання зовнішньої рейки, тобто колія абсолютно жорстка;

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

– між кузовом та візками відсутні сили, що перешкоджають повороту їх один щодо одного;

– не враховується вплив пружних зв'язків колісних пар із рамою візка.

Рух екіпажу в кривій розглядатимемо у вигляді двох складових руху, одна з яких спрямована вздовж дотичної до середнього кола колії у кривій. Друга складова являє собою поворот візка відносно полюса миттєвого центру, який відбувається під дією направляючих зусиль та відцентрової сили  $C$ . При цьому в точках контакту коліс з рейками з'являються сили тертя, що перешкоджають повороту візка навколо миттєвого центру.

З урахуванням перерахованих припущень на рис. 7.1 наведено розрахункову схему вписування тривісного візка.

Критерієм комфортабельності руху тягового рухомого складу у кривій є величина незгашеного прискорення  $\alpha_1$ . Величина максимально допустимого прискорення, за яку людина не відчуває почуття страху при вході рухомого складу у криву ділянку колії не повинне перевищувати  $0,7 \text{ м/с}^2$  [13].

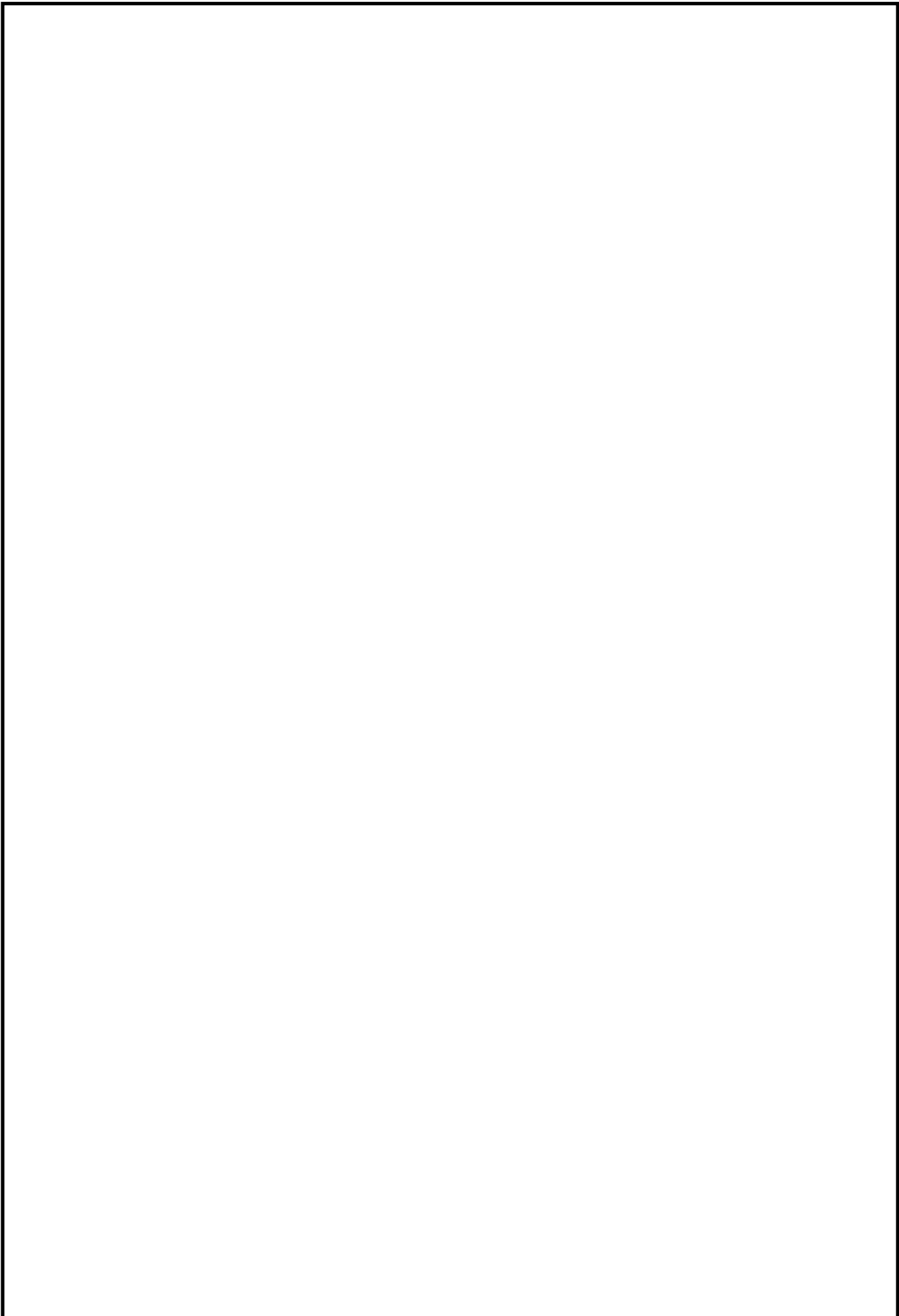
Умови рівноваги візка проектного тепловоза, схема якого наведено на рис. 7.1, описуються системою двох рівнянь статички. Перше рівняння це сума проєкцій сил на вісь, яка перпендикулярна до поздовжньої осі екіпажа, та друге рівняння – суми моментів сил відносно центр повороту візка. Таким чином, система лінійних рівнянь рівноваги візка локомотива буде мати такий вигляд:

$$\begin{cases} \sum Y = 0; \\ \sum M_{\Omega} = 0. \end{cases} \quad (7.1)$$

Якщо розгорнути ці рівняння стосовно до схеми рис. 7.1 та припустити, що зусилля, які спрямовують, можуть діяти як з боку зовнішньої, так і з боку внутрішньої рейки, то отримаємо таку систему

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + Y_3 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 = 0; \\ Y_1 X_1 - C X_2 + C_1 X_0 + Y_3 X_3 - (M_i + I \ddot{\delta}) - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 r_3 = 0, \end{cases} \quad (7.2)$$

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		96

- де  $Y_1, Y_3$  – направляючі зусилля від рейок на колеса, що забезпечують поворот візка у кривій, кН;
- $C$  – відцентрова сила від маси тепловоза, що припадає на один візок, кН;
- $C_1$  – горизонтальна сила, яка виникає від підвищення зовнішньої рейки на величину  $h$  в кривій, кН;
- $(M_{\dot{\gamma}} + I_{\dot{\delta}})$  – сумарний момент від повертаючих сил і сил тертя при повороті візка навколо центрального шкворня;
- $F_1$  – сили тертя в опорних точках коліс, направлені перпендикулярно променям  $r_3$ , кН;
- $S$  – половина відстані між колами кочення бандажів коліс;  $S = 0,8$  м [13].

У проектного тепловоза кузов спирається на візок за допомогою восьми комплектів циліндричних пружин, по чотири з кожної сторони. Шкворневий пристрій розміщений за середньою віссю на відстані 0,750 м і дозволяє кузову зміщуватись в поперечному напрямку на 60 мм від своєї осі.

При боковому відносі кузова пружини займають похиле положення. Після вибору вільного ходу (20 мм) в роботу вступає і пружина шкворневого пристрою. Разом з пружиною шкворня бокові пружини, що відхилені від вертикального положення, створюють повертаючу силу, яка намагається повернути кузов в початкове положення. Оскільки пружини розміщені на різній відстані від осі шкворня, то при повороті візка їх відхилення буде різним, і різною буде повертаюча сила. Внаслідок цього додатково виникає повертаючий момент  $\dot{I}_{\dot{\gamma}}$ .

Повертаючий момент візка:

$$\dot{I}_{\dot{\gamma}} = 2a_{\dot{\gamma}} \alpha_{\dot{\delta}} \left( l_1^2 + l_2^2 \right), \quad (7.3)$$

де  $a_{\dot{\gamma}}$  – кут повороту візка в кривій, рад;

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$a_{i\delta}$  – жорсткість бокової пружини при поперечній деформації. Згідно з [13]

$$a_{i\delta} = 250 \text{ кН/м};$$

$l_1, l_2$  – плечі дії повертаючих сил, м.

$$\dot{I}_{i\delta} = 2 \cdot a_{i\delta} \cdot 250 \cdot (l_1^2 + l_2^2) = 500 \cdot a_{i\delta} \cdot (l_1^2 + l_2^2).$$

Момент тертя, що створюється силами опору гасників:

$$\dot{I}_{\delta} = 2F_c l_r, \quad (7.4)$$

де  $F_c$  – сила опору гасників. Згідно з [13]  $F_c = 8 \text{ кН}$ ;

$l_r$  – плече дії сили. Згідно з [13]  $l_r = 0,1 \text{ м}$ .

$$\dot{I}_{\delta} = 2 \cdot 8 \cdot 0,1 = 1,6 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Сумарний момент

$$\dot{I} = \dot{I}_{i\delta} + \dot{I}_{\delta} = 500 \cdot a_{i\delta} \cdot (l_1^2 + l_2^2) + 1,6. \quad (7.5)$$

Зміна результуючого сумарного моменту у залежності від кута поворота візка та відстані між опорами наведено на рис. 7.2.

Припускаємо, що візок знаходиться в положенні найбільшого перекосу. Для цього положення полюсна відстань першої (спрямовуючий) колісної пари визначиться за формулою:

$$\tilde{O}_1 = \frac{b}{2} + \frac{R}{b}(2\sigma + \Delta), \quad (7.6)$$

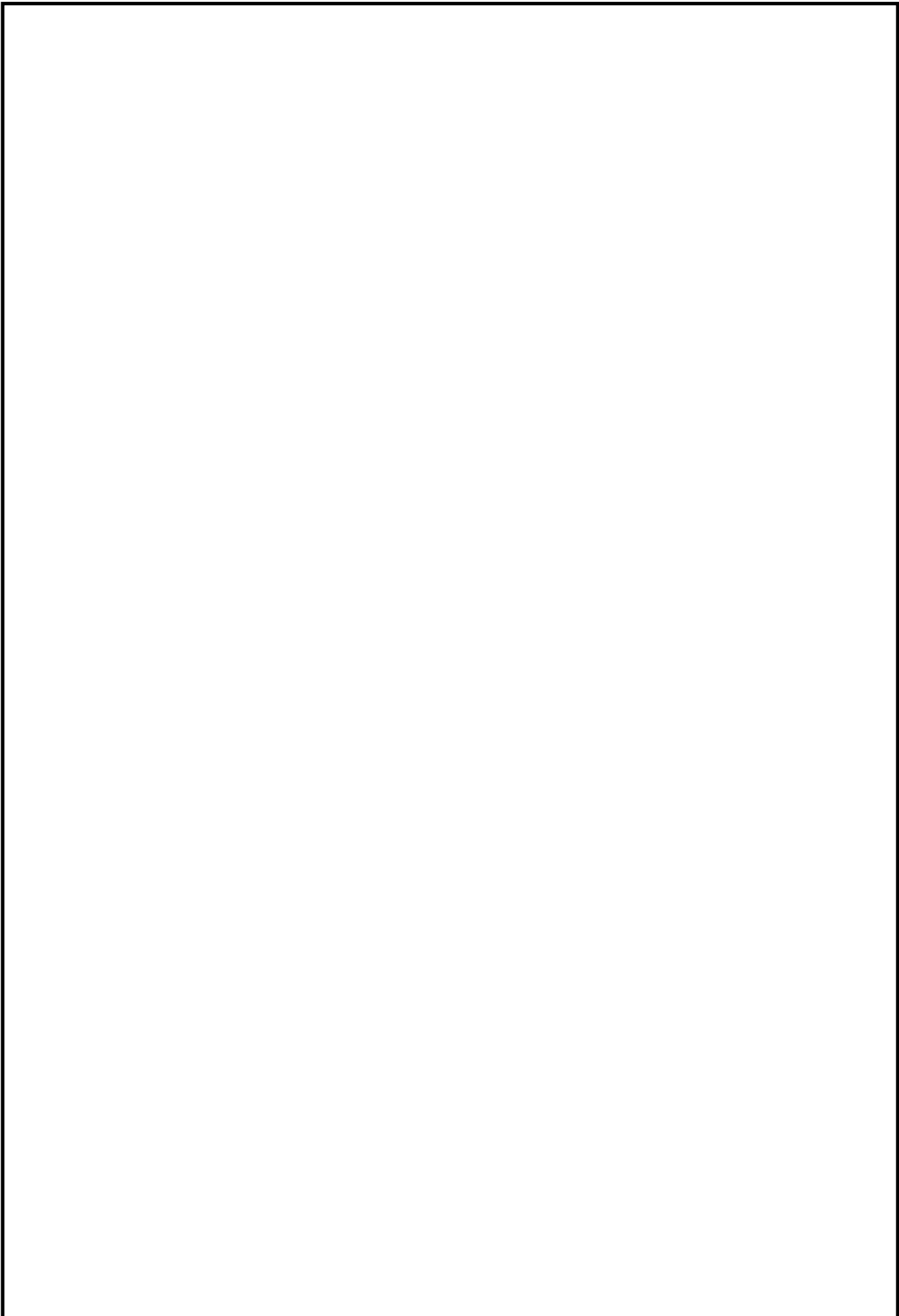
де  $b$  – база візка;  $b = 4,3 \text{ м}$ ;

$R$  – мінімальний радіус кривої для заданої ділянки;  $R = 900 \text{ м}$ ;

$2\sigma + \Delta$  – ширина колії зазорів, мм.

Мінімальне значення ширини колії зазору буде  $2\sigma + \Delta = 0,007 \text{ м}$  [13], тоді

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		99

$$\tilde{O}_1 = \frac{4,3}{2} + \frac{900}{4,3} \cdot 0,007 = 3,62 \text{ м.}$$

За схемою, що наведена на рис. 7.1 знайдемо полюсні відстані другій та третій колісних пар:

$$\tilde{O}_2 = 1,47 \text{ м, } \tilde{O}_3 = 0,68 \text{ м.}$$

Середні значення сил тертя в опорних точках коліс вважаються рівними для всіх колісних пар тепловоза. Приблизно вони можуть бути визначені за формулою:

$$2F_i = 2\tilde{I} f_{\delta\delta}, \quad (7.7)$$

де  $2\tilde{I}$  – статичний тиск від колісної пари на рейки;  $2\tilde{I} = 230 \text{ кН}$ ;

$f_{\delta\delta}$  – коефіцієнт тертя між рейками і бандажами;  $f_{\delta\delta} = 0,25$  [13];

$$2F_1 = 2F_2 = 2F_3 = 230 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = 57,5 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

У тривісних візках сучасних тепловозів вільний розбіг середньої колісної пари досягає  $\pm 14 \text{ мм}$ , тому поперечна складова сили тертя від середньої колісної пари на раму візка не передається. При складанні рівняння рівноваги моментів враховується лише друга складова сили тертя, що діє уздовж рейок і дорівнює  $2F_2 \sin \alpha_2$ .

Відцентрова сила діє на візок

$$\tilde{N} = \frac{GV^2}{3,6^2 gR}. \quad (7.8)$$

Сила від піднесення зовнішньої рейки

$$\tilde{N}_1 = \frac{G \cdot h}{2S}, \quad (7.9)$$

де  $G$  – частина ваги тепловоза, що припадає на візок;  $G = 850 \text{ кН}$ ;

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$h$  – підвищення зовнішньої рейки в кривій;  $h = 0,15$  м.

Значення  $\cos \alpha_i, r_i$  визначаємо з тригонометричних співвідношень:  $r_1 = 3,71$  м,  $r_2 = 1,67$  м,  $r_3 = 1,059$  м,  $\cos \alpha_1 = 0,976$ ,  $\sin \alpha_2 = 0,479$ ,  $\cos \alpha_3 = 0,648$ .

Найбільша допустима швидкість руху локомотива в кривій визначиться з умови комфортабельності по найбільшій величині непогашеного прискорення  $\alpha_i = 0,7$  м/с<sup>2</sup>

$$V_{\text{äi i}} = \sqrt{R(0,08h + 13\alpha_i)}, \quad (7.10)$$

$$V_{\text{äi i}} = \sqrt{900 \cdot (0,08 \cdot 0,15 + 13 \cdot 0,7)} = 137,8 \text{ км/год.}$$

Припустивши, що  $Y_3 = 0$  і позначивши  $C = C - C_1$ , рівняння (7.2) напишемо у вигляді

$$\begin{cases} -Y_1 + \ddot{O} - 53,76 = 0; \\ Y_1 \cdot 3,62 - \ddot{O} \cdot 1,47 - 267,34 = 0. \end{cases}$$

Результат вирішення рівнянь відносно  $Y_1$  і  $\ddot{O}$

$$Y_1 = 161,1 \text{ кН}, \quad \ddot{O} = 214,9 \text{ кН.}$$

Швидкість, відповідна силі  $\ddot{O} = 214,9$  кН, –  $V = 174,2$  км/год. Оскільки отримана швидкість переходу з положення найбільшого перекосу у вільну установку більше конструкційній та максимально допустимою по незгашеному прискоренню, то подальше дослідження положень візка у вільній установці та високих швидкостей не виконуємо.

Для положення найбільшого перекосу, у разі, коли остання колісна пара візка притиснута до внутрішньої рейки, задаємося значеннями швидкостей та визначаємо направляючі зусилля і бічний тиск.

Бічний тиск визначаємо за формулою:

$$Y'_1 = Y_1 - F_1. \quad (7.11)$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 6.1.

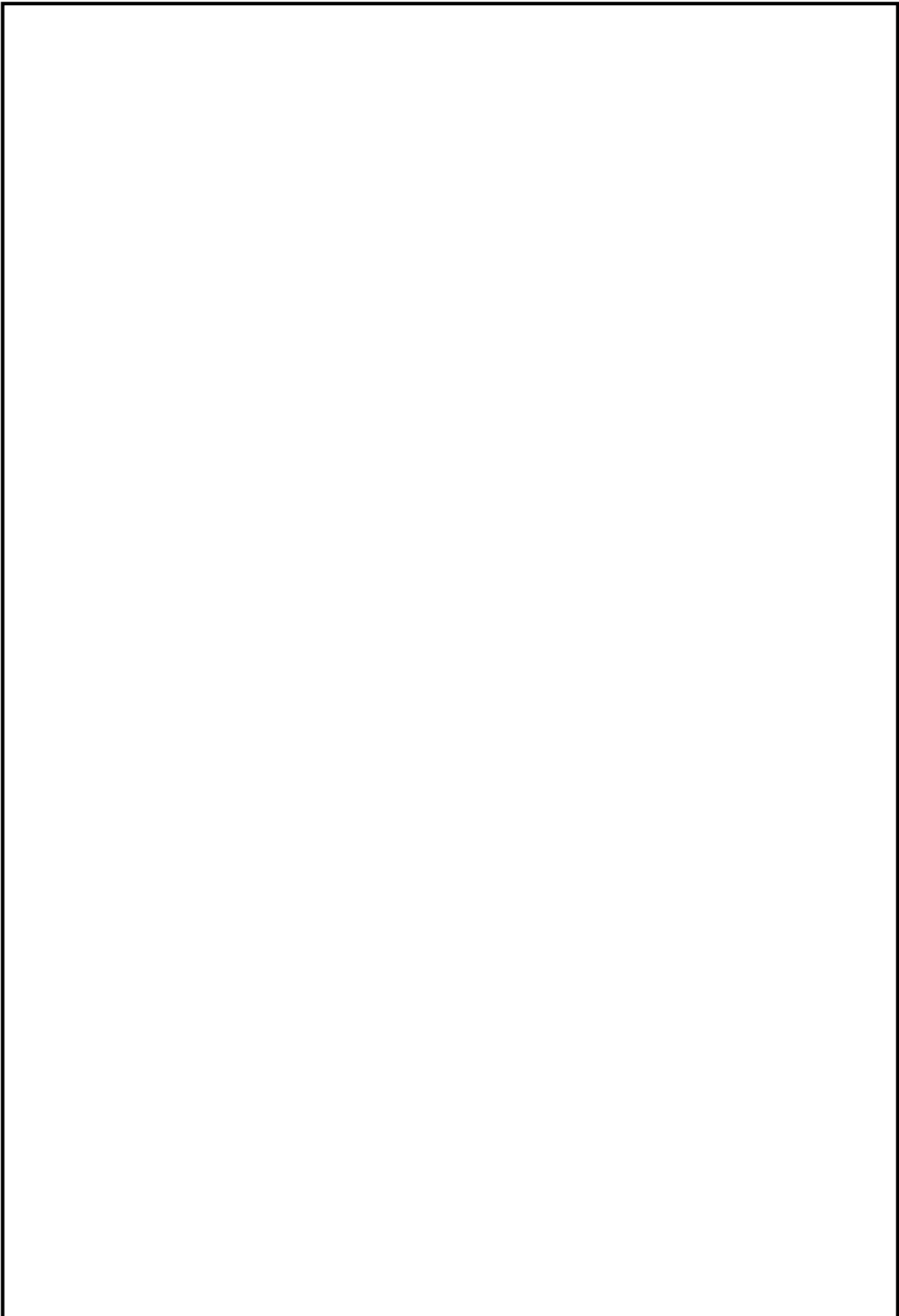
					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За результатами розрахунків будуємо динамічний паспорт проектного тепловоза в горизонтальній площині (рис. 7.3).

Таблиця 7.1 – Результати розрахунку динамічного паспорта проектного

**Висновки до розділу.** У результаті динамічного вписування встановлено, що максимальна швидкість руху проектного тепловоза у кривій ділянці колії радіусом 900 м та з підвищенням зовнішньої рейки 150 мм визначається величиною незгашеного прискорення та становить 137,8 км/год. Максимальна припустима швидкість по обмеженню за бічним тиском більше за конструкційну.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



					<i>0032.160134.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		103

## ВИСНОВКИ

Підвищення швидкостей руху пасажирських поїздів забезпечує покращення транспортного обслуговування. На підвищення швидкостей руху надає географія заселення території країни, населення міст та відстань між пасажироутворюючими вузлами.

Для остаточного рішення про організацію швидкісного руху необхідно скласти техніко-економічне обґрунтування проекту швидкісного руху із залученням широкого кола компетентних фахівців за умови обговорення всіх альтернативних варіантів та повної доступності даних для всіх учасників проекту, а також для широкого технічного загалу.

Особливу увагу слід звернути на питання забезпечення безпеки руху як на початку експлуатації, так і пізніше, при прогресуючому накопиченні втомних відмов при русі на діючих ділянках колії не призначених для організації швидкісного руху.

На основі заданих величин ефективної потужності дизеля, навантаження на одну колісну пару, діаметра колеса, розрахункової та конструкційної швидкості та універсальних характеристик генератора та тягового електродвигуна розраховано спочатку у першому наближенні значення передаточного відношення осьового редуктора тягової передачі проектного тепловоза, така, що забезпечує здійснення дотичної сили тяги тепловоза, крутячого моменту тягового електродвигуна у разі його роботи у тривалому режимі, а також умову міцності тягового осьового редуктора у момент руху проектного тепловоза з конструкційною швидкістю. У подальшому отримане значення передаточного відношення осьового редуктора тягової передачі було уточнено за умови дотримання заданої величини довжини централі та отримане значення 2,71, що також було перевірено за умови розміщення у нижній частині габариту тягового рухомого складу веденої зубчастого колеса сумісно з кожухом.

На основі заданої універсальної характеристики тягового генератора тепловоза розрахована та побудована дійсна зовнішня характеристика тягового генератора проектного тепловоза, а, використовуючи задані універсальні

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		104

характеристики тягового двигуна, розраховані значення величин, що формують електромеханічні характеристики, на основі яких розраховано та побудовано електротягові характеристики колісно-моторного блока проектного тепловоза.

У подальшому електротягові характеристики перераховано у тягову характеристику проектного тепловоза. Також розраховано обмеження сили тяги – по струму тягового електродвигуна у тривалому режимі роботи та по зчепленню колісних пар з рейками.

Під час розрахунку та подальшої побудови техніко-економічних характеристик проектного тепловоза отримано максимальне (0,33) та мінімальне (0,27) значення його коефіцієнта корисної дії, а також передачі потужності – максимальне 0,91 та мінімальне 0,76. Причому, максимальні значення цих величин спостерігаються наприкінці повного поля ослаблення тягових електродвигунів – ближче до переходу на ОП1, а мінімальне значення – під час руху на конструкційній швидкості.

Виконано габаритний баланс та розраховано основні габаритні розміри проектного тепловоза.

Визначено основні характеристики системи пружного підвішування проектного тепловоза, а саме, виконано міцності розрахунки витої циліндричної пружини та гумового амортизатора із розрахунком жорсткості циліндричної пружини і гумового амортизатора, а також жорсткості пружного вузла та візка тепловоза. На основі цього розраховано статичний прогин пружного підвішування проектного тепловоза. Встановлено, що величина частоти власних коливань екіпажної частини проектного тепловоза, знаходиться у припустимих межах.

Пружне підвішування локомотива являється складною коливальною системою, на яку періодично впливає збурююча сила з боку колії та яка породжує її вимушені коливання, що можуть викликати явище резонансу. Для виникнення цього негативного явища визначено величини критичних швидкостей руху.

При оцінці демпфуючих властивостей пружного підвішування на основі розрахованих значень коефіцієнту відносного тертя встановлено, що

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

демпфування в пружному підвішуванні тепловоза є задовільним, тому що робота сил тертя становить 4,4% при синфазних коливаннях і 7,7% при протифазних коливаннях від роботи пружних сил підвішування.

Виходячи із заданих величин тепловідведення у масло та воду, що охолоджує дизель та воду, що охолоджує повітря наддування дизеля, принципової схеми системи охолодження, а також значень температур теплоносіїв на виході з енергетичної установки, повітря перед секціями радіаторів та води на виході з повітроохолоджувача, складено систему рівнянь балансу теплопередачі та тепловідведення для обох контурів системи охолодження. Розв'язуючи складені рівняння, було визначено величини температур води та масла за водоповітряними секціями, а також значення температури води перед повітроохолоджувачем. Визначена кількість радіаторів секцій холодильника обох контурів системи охолодження та виходячи з вагових та габаритних міркувань виконано компонування холодильної камери.

Згідно до результатів розрахунку обох контурів охолодження, водяний контур охолодження води дизеля має 19 штук секцій, другий контур (охолодження повітря наддування дизеля та масла теплообмінника) – 33 штуки секцій. Згідно з завданням система охолодження з однорядним розташуванням водяних секцій із застосуванням водомасляного теплообмінника, з розділенням холодильної камери на два відсіку та по одному вентиляторному колесі у кожному відсіку.

З огляду на те, що поверхні секцій засмічуються та теплорозсіюча спроможність їх знижується, а також для більш раціонального розміщення секцій, компонуючи холодильну камеру, приймаємо кількість секцій шт., а шт., тобто у кожному відсіку по 28 штук секцій радіаторів. При цьому в перший контур підключено 22 секції охолодження води дизеля та шість секцій охолодження повітря наддування дизеля та охолодження масла теплообмінника. В другий контур надходять 28 секцій охолодження повітря наддування та масла теплообмінника.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У результаті визначення навантажень на рейки між колісними парами переднього та заднього візків їх відносна різниця склала 3,7%, що неприпустимо за умови створення та реалізації рівномірного значення дотичної сили тяги колісно-моторними блоками проектного тепловозу. Запропоновано встановити баласт силою ваги 20 кН у пустоті головної рами на відстані 17 м від умовної осі моментів, при цьому відносна різниця між навантаженнями колісних пар на колію для переднього та заднього візків склала 0,72%, що лежить у припустимих межах.

Оцінка якостей проектних та новостворених конструкцій екіпажу тягового рухомого складу виконується на основі методів динаміки.

Стан динамічної системи описано рівняннями рівноваги сил і моментів, що діють на її елементи, в кожен момент часу. Для опису руху динамічної системи використано диференціальні рівняння другого порядку, а у якості збурення прийнято нерівність, що запропонована професором М. М. Кудравцевим. За допомогою пакету візуального блочного імітаційного моделювання Simulink матричної системи MATLAB досліджено екіпаж проектного тепловоза як двомасову систему.

У результаті моделювання встановлено, що після перехідного процесу встановлюються коливання постійної амплітуди з частотою рівної частоті збурення, частоти власних коливань знаходяться у припустимих межах та не перевищують 1,5 Гц.

У результаті динамічного вписування встановлено, що максимальна швидкість руху проектного тепловоза у кривій ділянці колії радіусом 900 м та з підвищенням зовнішньої рейки 150 мм визначається величиною незгашеного прискорення та становить 137,8 км/год. Максимальна припустима швидкість по обмеженню за бічним тиском більше за конструкційну.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 Высокоскоростной железнодорожный транспорт. Общий курс: учеб, пособие: в 2 т. [Текст] / И.П. Киселёв и др.; под ред. И.П. Киселёва. – М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2014. – Т.2. – 372 с.
- 2 Особливості розвитку вітчизняного денного швидкісного руху [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://fru.ua/ua/media-center/blog/prykhodko/osoblivosti-rozvitku-vitchiznyanogo-dennogo-shvidkisnogo-rukhu>
- 3 Шамин А. А. Механическая часть подвижного состава: Курс лекций: в 2-х ч. Ч.1. [Текст]. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2001. – 116 с.
- 4 Боднар, Б. Є. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 360 с.
- 5 Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Локомотивостроение» / А. А. Камаев, Н. Г. Аланович, В. А. Камаев и др.; Под ред. А. А. Камаева. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
- 6 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів: методичні вказівки до курсового та дипломного проектування: у 3 ч. – Ч. 1. – Розрахунок техніко-економічних характеристик тепловоза [Текст] / Д. В. Бобирь, Є. Б. Боднар, М. І. Капіца; Дніпропетр. нац. ун-т. залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. – 20 с.
- 7 Быков В. Г. Пассажирский тепловоз ТЭП70 [Текст] / В.Г. Быков. – М.: Книга по Требованию, 2013. – 230 с.
- 8 Скалин Л. В., Кононов В. Е., Бухтеев В. Ф., Ибрагимов М. Л. Экипажная часть тепловозов. Конструкция, долговечность, ремонт. – М.: ООО «Желдориздат», 2008 – 304 с.
- 9 Руднев В.С., Маношин А.В. Выбор основных параметров экипажной части и компоновочной схемы тепловоза: Методические указания. – М: МИИТ, 2009. – 52 с.

					0032.160134.000.04MP.ПЗ	Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 10 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів: методичні вказівки до курсового проектування: у 3 ч. – Ч. 2. – Розробка екіпажної частини тепловоза та визначення її основних параметрів [Текст] / Д. В. Бобирь, М. П. Довбня, М. І. Мартишевській; Дніпропетр. націон. універ. залізнич. трансп. ім. ак. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2010. – 21 с.
- 11 Теорія та конструкція локомотивів. Розрахунок охолоджувальних систем локомотивів [Текст] : методичні вказівки для виконання контрольної роботи, курсового та дипломного проектування / уклад.: Д. В. Бобирь, М. І. Капіца, О. Б. Очкасов, Л. В. Колодій. – Дніпро : Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. – 2018. – 40 с.
- 12 Поздовжнє розважування тепловозів [Текст] : методичні вказівки до виконання контрольної роботи, курсового та дипломного проектування / уклад. Д. В. Бобирь, Є. Г. Нечаєв, Л. В. Колодій; Дніпропетр. націон. універ. залізнич. трансп. ім. ак. В. Лазаряна. – Д. : Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2014. – 39 с.
- 13 Бобирь, Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Оцінка динамічних якостей локомотива при вписуванні в криві ділянки колії: методичні вказівки до курсового та дипломного проектування [Текст] / Д. В. Бобирь, В. Н. Сердюк, О. Б. Очкасов; Дніпропетр. нац. ун-т. залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2015. – 22 с.

					<b>0032.160134.000.04MP.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109