

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Кафедра _____ Електрорухомий склад залізниць _____
(повна назва)

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри

Гетьман Г.К. _____
(підпис) (ПІБ)

20 20_р. _____ грудень « _____ »

ДИПЛОМНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань _____ 14 Електрична інженерія _____
(шифр) (назва)

Спеціальність _____ 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка _____
(код) (повна назва)

Спеціалізація _____ Електричний транспорт _____
(повна назва)

Тема _____

_____ Проект тягової передачі привода першого класу _____

Theme _____ A project on a first-class traction drive transmission _____

Керівник дипломної роботи _____ ст. викладач _____ Голік С. М. _____
(посада) (підпис) (ПІБ)

Нормоконтролер _____ ст. викладач _____ Голік С. М. _____
(посада) (підпис) (ПІБ)

Студент групи _____ ЕТ1926 _____ Томашівський В. Б. _____
(група) (підпис) (ПІБ)

Student _____ Tomashivskiy Volodymyr _____
(Family name)

Дніпро

2020

Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В.Лазаряна
Факультет «Управління енергетичними процесами»
Кафедра «Електрорухомий склад залізниць»
Спеціальність 141 "Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка"

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри

Г.К.Гетьман

"___" _____ грудня 2020 р.

ЗАВДАННЯ

до магістерської роботи на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Студента групи ET1926 Томашівського Володимира Богдановича
(П. І. Б.)

1 Тема магістерської роботи: _____

Проект тягової передачі привода першого класу

затверджена наказом по університету № 200ст від «09» червня 2020 р.

2 Термін подання студентом закінченої роботи: «13» грудня 2020 р.

3 Вихідні дані до магістерської роботи: _____

1) *потужність номінального режиму на валу тягового електродвигуна – 820 кВт;*

2) *швидкість номінального режиму – 49,9 км/год;*

3) *діаметр коліс по колу кочення – 1250 мм;*

4) *конструкційна швидкість 110 км/год.*

4 Розділи магістерської роботи та терміни виконання.

Назва розділу магістерської роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %	Кількість ілюстрацій	Рекомендована літ-ра
Вступ	09.06–14.06	5		
1 Вибір конструкторської схеми тягової передачі	15–28.06	10	1	1–4
2 Розрахунок зубчастих коліс	01–27.09	25	4	1, 4, 7
3 Розрахунок на міцність основних елементів тягової передачі	28.09–18.10	20		5, 6
4 Аналіз динамічних показників тягової передачі	19.10–22.11	25	3	1–5
Висновок	23.11–29.11	5		
Оформлення	30.11–13.12	10		

5 Рекомендована література

- Бирюков И.В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, Е.К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986.
- Бирюков И.В. Механическая часть тягового подвижного состава. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак. – М.: Транспорт, 1992.
- Калихович В.Н. Тяговые приводы локомотивов (Устройство, обслуживание, ремонт) – М.: Транспорт, 1983.
- Шацилло А.А. Тяговый привод электроподвижного состава. [Текст] – М.: Трансжелдориздат, 1961.
- Кистьян Я.Г. ЦНИИТМАШ. Методика расчета зубчатых зацеплений на прочность. – М. Машгиз, 1963.
- Рамлов В.А. Механическая часть ЭПС: задание на курсовую работу с методическими указаниями / В.А. Рамлов. – М.: ВЗИИТ, 1992.
- Курбасов А. С. Проектирование тяговых электродвигателей.: учеб. Пособие для вузов. Ж.-д. трансп. / А. С. Курбасов, В. И. Седов, Л. Н. Сорин. Под ред. А. С. Курбасова. – М.: Транспорт, 1987.

Дата видачі завдання: « 09 » червня 2020 р.

Керівник магістерської роботи:

(підпис) Голік С. М.
(П. І. Б.)

Консультант:

(підпис) —
(П. І. Б.)

Завдання прийняв до виконання:

(підпис) Томашівський В. Б.
(П. І. Б.)

РЕФЕРАТ

Розрахунково-пояснювальна записка містить: 92 сторінки; 15 рисунків; 11 таблиць; два додатки; 7 джерел використаної літератури.

Дипломний проект присвячено розробці проекту тягової передачі вантажного локомотива.

У першому розділі проведено аналіз різновидів конструкцій тягових передач вантажних локомотивів та умов їх роботи.

У другому розділі розраховано основні геометричні параметри зубчастих коліс тягового редуктора.

У третьому розділі здійснено розрахунок на міцність основних елементів тягової передачі.

У четвертому розділі виконано розрахунок динамічних показників спроектованої тягової передачі вантажного локомотива та проаналізовано вплив хвилеподібного зносу рейкової колії на величину переміщень та динамічних зусиль.

Ключові слова: локомотив вантажний, тягова передача, привод першого класу, зубчасте колесо, шестерня.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ВИБІР КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	7
2 РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ КОЛІС.....	20
2.1 Визначення передатного числа зубчастої передачі.....	20
2.1.1 Попередня оцінка діаметра ділильного кола зубчастого колеса.	20
2.1.2 Попередня оцінка передатного числа тягової передачі.	21
2.1.3 Визначення крутильного моменту на валу тягового електродвигуна.....	22
2.2 Визначення нормального модуля зубчастих коліс.....	22
2.3 Розрахунок кількості зубів зубчастого колеса та шестерні.....	22
2.4 Визначення діаметрів ділильних кіл шестерні та зубчастого колеса.....	23
2.5 Визначення централі.....	24
2.6 Визначення бази двигуна	24
2.7 Розрахунок геометрії зачеплення передачі	25
3 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ	45
3.1 Розрахунок зубів на міцність та злам.....	45
3.2 Перевірка напружень у механізмі підвішування тягового електродвигуна ..	51
4 АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	60
4.1 Визначення частоти вимушених коливань.....	61
4.2 Визначення динамічних показників в точці зачеплення зубчастих коліс	62
ВИСНОВОК.....	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	73
Додаток А.....	74
Додаток Б.....	84

					Проект тягової передачі привода першого класу				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.		Томашівський В.Б.			Розрахунково- пояснювальна записка	Літ.		Арк.	Акрушів
Перевір.		Голік С.М.						4	92
Реценз.						ДНУЗТ, ЕТ1926			
Н. Контр.		Голік С.М.							
Затверд.		Гетьман Г.К.							

ВСТУП

Тягова передача це один з основних вузлів тягового привода локомотива, що характеризується складністю конструкції та компоновання, значними витратами під час виготовлення, експлуатації та ремонту. Динамічні явища, які діють в тяговій передачі, відрізняються високою інтенсивністю і можуть призводити до наслідків, що знижують надійність локомотива.

Тяговий рухомий склад магістральних залізниць володіє приводом, у якому рушієм є колесо, котре до того ж виконує і функцію опори. Поєднання вказаних функцій є несприятливим, оскільки змушує відслідковувати в просторі траєкторію опорного елемента, яка через нерівності колії зазвичай не буває прямолінійною. Внаслідок цього виникають динамічні зусилля у всій системі привода. Сприяє динамічному навантаженню привода і той фактор, що колісна пара виконує функції направляючого елемента локомотива, а отже, безпосередньо взаємодіє з колією і в поперечній площині.

Однією з головних задач, що стоять перед залізничним транспортом, є значне підвищення надійності технічних засобів. Підвищення надійності локомотивів вимагає вдосконалення тягового привода, який на сьогоднішній день залишається недостатньо надійним вузлом в експлуатації.

Елементи тягової передачі під час експлуатації сприймають різноманітні навантаження, які змінюються як за абсолютним значенням так і в часі. Так в залежності від режиму ведення поїзда потужність, що реалізується приводом, тяговий момент і частота обертання можуть змінюватися в широких межах. Наприклад в момент рушання поїзда зубчаста передача працює в режимі «тихохідної передачі» з низькою частотою обертання і великим обертальним моментом, а у випадку руху з швидкістю близькою до максимальної режим роботи передачі наближається до типового для «швидкохідних передач».

До тягових передач пред'являють ряд вимог, що визначаються дійсними експлуатаційними умовами роботи. Найбільш важливі з них такі:

- пружно зв'язувати якір тягового електричного двигуна з колісною парою;
- мати мінімальну вагу непідресорених частин і спричиняти мінімальний вплив на колію;

— забезпечувати використання найбільш вигідної швидкості тягового електродвигуна та його високий коефіцієнт корисної дії;

— допускати таке розташування тягового електричного двигуна, яке забезпечує легкий доступ для огляду, ремонту та захист від впливу зовнішнього середовища (сніг, волога, пил, тощо);

— висока безвідмовність в роботі, оскільки тягова передача не резервується, і відмова її практично призводить до відмови локомотива.

Для підвищення коефіцієнта корисної дії приводу необхідно зменшувати втрати в зубчастій передачі (передача повинна бути одноступінчастою та мати надійні ущільнення), для зменшення втрат у підшипниках слід використовувати підшипники кочення.

Численні теоретичні та експериментальні дослідження виконані для залізничного рухомого складу, показують, що динамічні навантаження в елементах візка і тягового приводу можуть мати значну величину.

Питанням аналізу причин, що викликають динамічні перевантаження тягового приводу присвячено ряд теоретичних і експериментальних досліджень, виконаних у Всесоюзних науково-дослідних інститутах залізничного транспорту та електровозобудування.

Нові можливості для дослідження динамічних навантажень тягових приводів відкриваються завдяки постійним вдосконаленням методів статистичного моделювання складних динамічних систем. Великі можливості сучасної обчислювальної техніки, досягнутий рівень теоретичних праць з дослідження механічних систем щодо зміни інерційно-жорсткісних характеристик, надають можливість визначати величини динамічних навантажень в елементах приводу у всіх діапазонах режиму роботи транспортних засобів. У цих умовах є можливість активно впливати ще на стадії проектування тягового приводу, на вибір параметрів, що забезпечують досягнення таких рівнів динамічних зусиль, які забезпечать в експлуатації необхідну надійність їх роботи.

Отже, метою роботи є розробка проекту конструкції тягової передачі приводу першого класу, для чого необхідно здійснити розрахунок основних геометричних параметрів зубчастих коліс, розрахунок на міцність та надійність основних елементів тягової передачі, а також проаналізувати її динамічні показники.

1 ВИБІР КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Конструктивні особливості тягової передачі приводу першого класу у значній мірі визначені тим, що тяговий двигун з одного боку пружно підвішується до рами візка, а з іншого – жорстко спирається на вісь колісної пари [1, 2]. У цьому випадку з'являється такий зв'язок двигуна з колісною парою, який дозволяє технічно просто (за допомогою моторно-осьових підшипників) забезпечити паралельність валу якоря двигуна і осі колісної пари та відносну сталість відстані між ними – централі. Це в свою чергу дає можливість застосувати найпростіший тяговий редуктор, що складається з шестерні і зубчастого колеса, напресованих відповідно на вал якоря тягового електродвигуна і шийку осі колісної пари. Згідно рисунка 1.1 тяговий привод першого класу містить [1, 2, 3] електродвигун 1, що спирається з одного боку через моторно-осьові підшипники ковзання на вісь колісної пари 2, а з іншої за допомогою пружного механізму підвішування кріпиться до рами візка. Передача обертального моменту в тяговому приводі здійснюється редуктором, що складається з ведучої шестерні 4 (див. рис. 1.1), веденого зубчастого колеса 5, які закриваються кожухом 3. В кожух зубчастої передачі заливається олива для змащування зубчатого зачеплення. Використання моторно-осьових підшипників ковзання пояснюється тим, що в умовах дуже великих динамічних навантажень, які є наслідком поєднання високих вертикальних прискорень колісної пари та великої маси електродвигуна, підшипники кочення, котрі пропонуються промисловістю, не забезпечують необхідної довговічності, а зміна їх вкрай трудомістка, оскільки вимагає розформування колісної пари.

Основною умовою довговічності моторно-осьових підшипників є забезпечення якісного змащування. Значна кількість пошкоджень відбувається через незадовільну подачу оливи в робочу зону, що вимагає вдосконалення цього вузла.

Щоб вибрати компоувальну схему тягової передачі приводу першого класу проаналізуємо наявні на даний час схеми.

Існує дві основні схеми компоування для тягових приводів [4]:

- а) з одностороннім тяговим редуктором (рис. 1.2);
- б) з двостороннім тяговим редуктором (рис. 1.3).

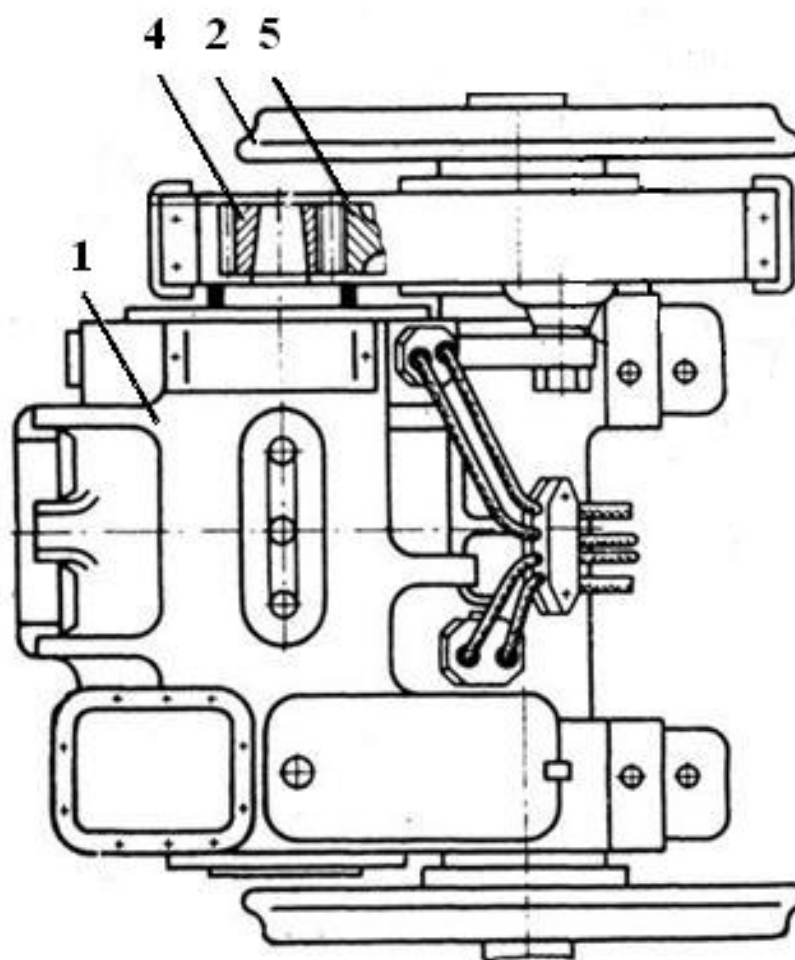
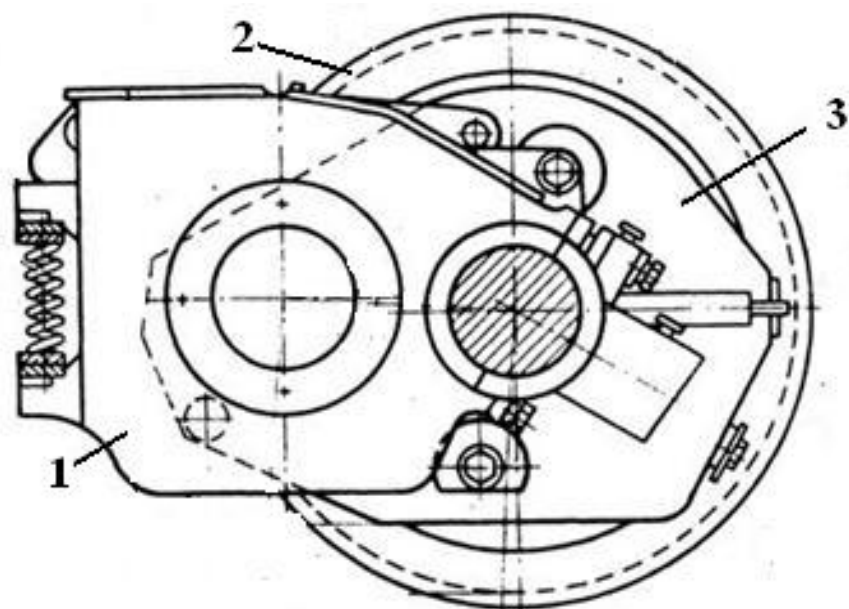
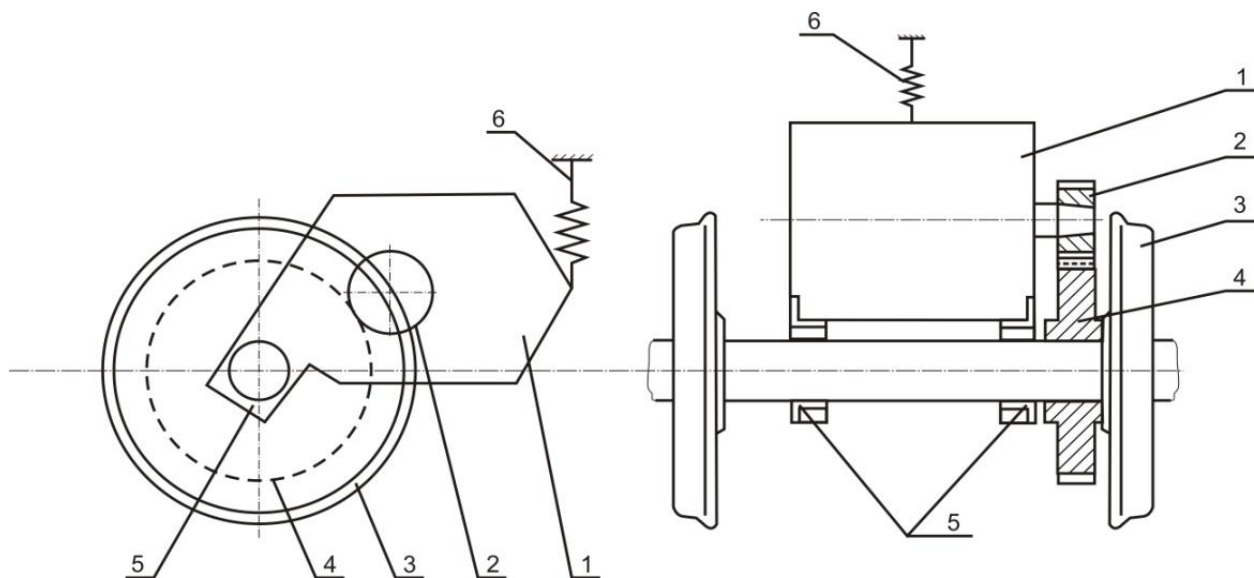


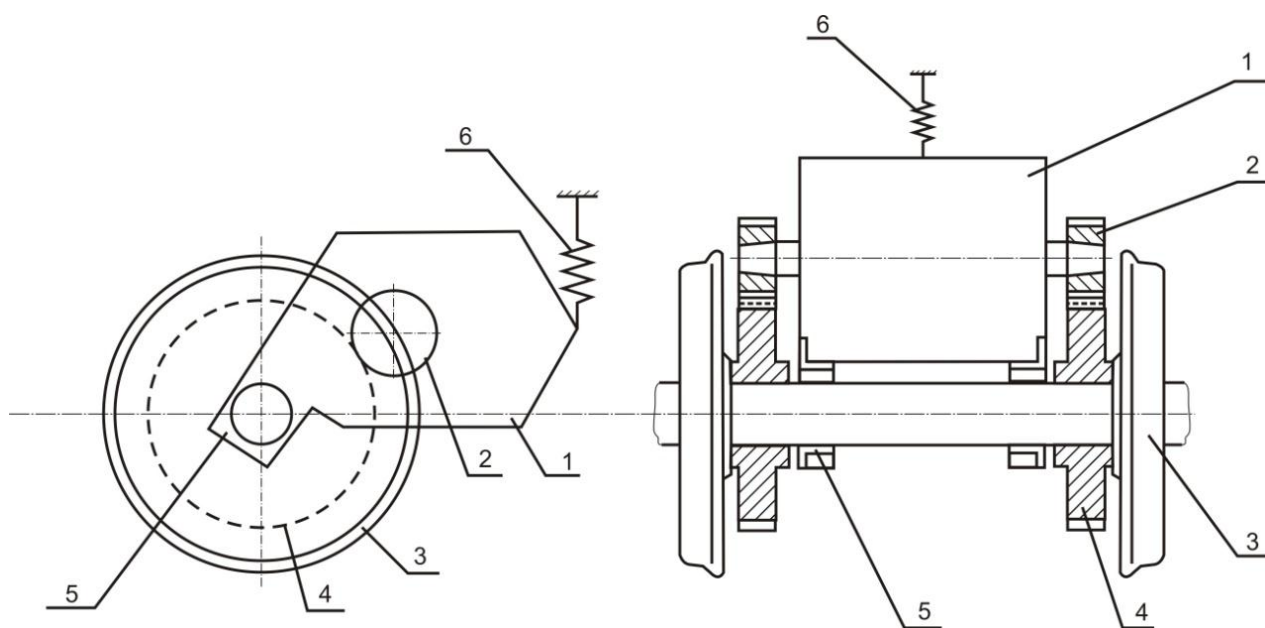
Рисунок 1.1 – Тягова передача привода першого класу

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



1 – тяговий електричний двигун; 2 – шестерня; 3 – колісна пара; 4 – зубчасте колесо;
5 – моторно-осьові підшипники; 6 – механізм підвішування.

Рисунок 1.2 – Схема компоновання тягової передачі з одностороннім редуктором

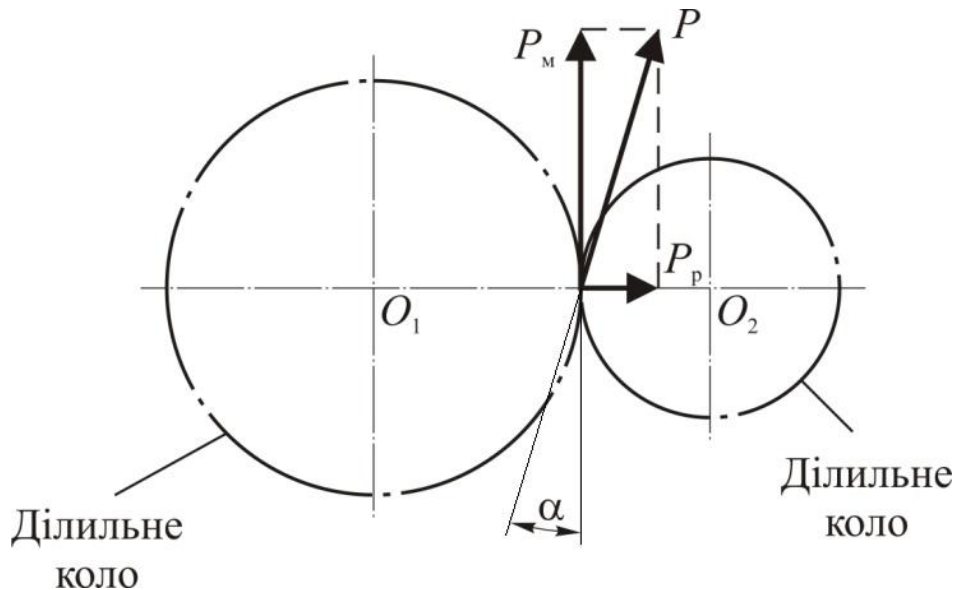


1 – тяговий електричний двигун; 2 – шестерня; 3 – колісна пара; 4 – зубчасте колесо;
5 – моторно-осьові підшипники; 6 – механізм підвішування.

Рисунок 1.3 – Схема компоновання тягової передачі з двостороннім редуктором

В обох компоновальних схемах використовуються одноступінчасті редуктори з циліндричними зубчастими колесами. Профіль зуба коліс має форму евольвенти, що характеризується не надто жорсткими вимогами до

міжцентрової відстані, або іншими словами – централі. В такому випадку передача тиску від тягового обертального моменту відбувається вздовж лінії зачеплення під кутом α , як показано на рис. 1.4, внаслідок цього під час роботи зубчастої передачі з'являються додаткові розпирні сили, які направлені вздовж централі [4]. Незалежно від напрямку обертання розпирні сили завжди діють у напрямку централі та викликають взаємне відштовхування зубчастих коліс і шестерень. Ці сили у електровозних передачах складають 27÷36% [4] від сили, яка обертає зубчасті колеса, і сприймаються моторно-осьовими та якірними підшипниками.



P – тиск на зубах; P_M – сила моменту обертання; P_R – розпирна сила; α – кут зачеплення

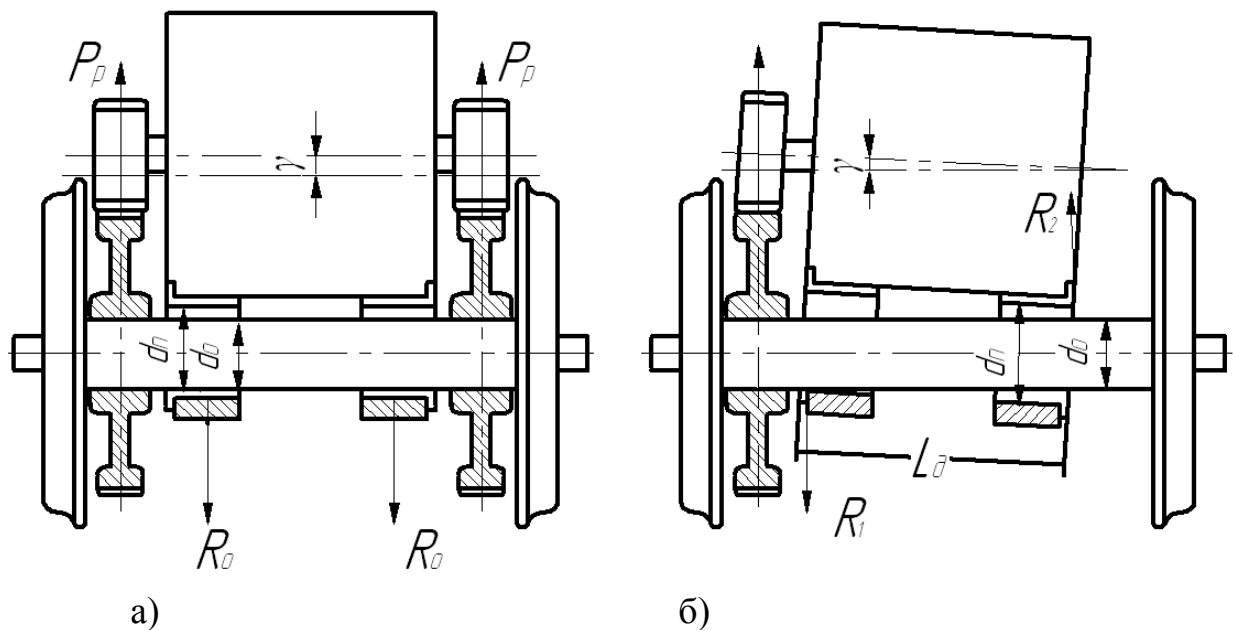
Рисунок 1.4 – Сили, що діють в зубчастому зачепленні

Розглянемо переваги та недоліки односторонніх та двосторонніх тягових редукторів.

Перевага односторонньої тягової зубчастої передачі полягає у тому, що потужність, яка передається, обмежена лише міцністю зубів. В існуючих тягових приводах вона може досягати 1000 кВт. Це обумовлює низьку вартість та простоту не тільки у виготовленні, а й у експлуатації. Крім того, в односторонній компоновальній схемі редуктор займає найменший об'єм, що є суттєвою перевагою враховуючи обмежений простір між колесами.

Основним недоліком односторонньої тягової зубчастої передачі є те, що розпирні сили викликають перекошування тягового електродвигуна на кут γ , як показано на рисунку 1.5, б) внаслідок наявності зазорів у якірних та моторно-осьових підшипниках, що ускладнює рівномірну передачу зусилля

по довжині зуба. Тому виготовляти довжину зуба більше 150 мм не доцільно. Величина кута перекосу зростає із збільшенням зносу вкладки моторно-осьових підшипників. В результаті дії розпирних сил порушується рівномірний розподіл тиску на підшипники і тому зуби шестерні встановлюються під нахилом щодо зубів вінця зубчастого колеса. Зменшення площі прилягання зубів погіршує роботу зубчастої передачі та викликає місцеві напруження та збільшений знос.



d_0 – діаметр шийки вісі; d_{Π} – діаметр моторно-осьового підшипника; γ – величина зміщення тягового двигуна; R_1 , R_2 – сили реакції; γ – кут перекосу двигуна; l_d – плече дії сили.

Рисунок 1.5 – Схеми впливу розпирних сил на положення двигуна для компонувальної схеми з: а) двосторонньою передачею;
б) односторонньою передачею.

В результаті описаного явища для тривалої надійної роботи односторонньої зубчастої передачі необхідно застосовувати якірні роликові підшипники, зменшувати зазори у моторно-осьових підшипниках і застосовувати різні методи покращення зачеплення. Так, у тепловозних односторонніх зубчастих передачах для створення більш рівномірного розподілу тиску по всій поверхні зачеплення зуби виготовляються з деяким зменшенням товщини в сторону двигуна у вигляді клину [1, 2].

Переваги двосторонніх тягових редукторів:

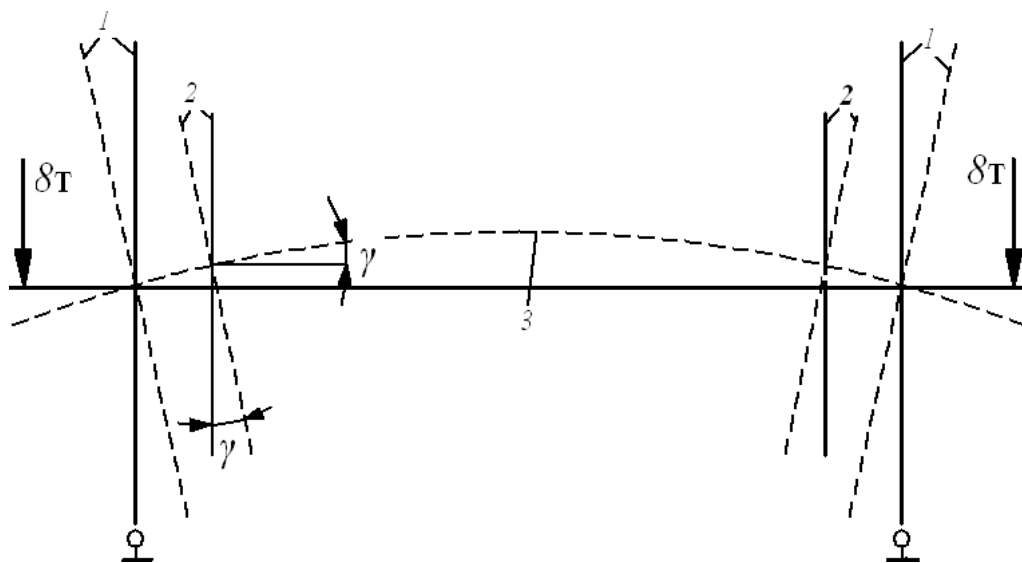
а) Забезпечує двосторонню передачу обертального моменту тягового електродвигуна, що дає можливість зменшити діаметр валу та відповідно

зменшити діаметр шестерні. Це у свою чергу дає можливість застосувати збільшене передатне число та за рахунок більшої кількості обертів компенсувати зниження потужності двигуна внаслідок зменшення довжини якоря при двосторонній передачі.

б) У випадку двосторонньої передачі (рис. 1.5, а) під дією розпирних сил P_p якір тягового двигуна з двома шестернями переміщується паралельно осі колісної пари. Величина цього переміщення γ визначається зазорами у якірних та моторно-осьових підшипниках. Таке переміщення є незначним, не порушує паралельності зубів і при евольвентному зачепленні не спотворює роботу зубчастої передачі.

Недоліки двосторонніх тягових редукторів:

а) Спостерігається підвищене одностороннє зношування зубів з боку тягового двигуна (хоча і у меншій мірі ніж в односторонній тяговій передачі), через пружну деформацію валу тягового двигуна за консольного розташування шестерень і нахил зубчастих коліс в результаті прогину осі колісної пари (рис. 1.6).



1 – площина ведучих коліс по колу кочення; 2 – площина зубчастих коліс; 3 – вісь колісної пари; γ – кут нахилу зубчатого колеса

Рисунок 1.6 – Нахил зубчастого колеса у разі згину осі колісної пари

б) Необхідність створення конструкції, яка б забезпечувала одночасну передачу зусиль двома зубчастими редукторами. Практично, одночасна робота досягається завдяки застосуванню еластичного елемента у з'єднанні центра та вінця зубчастого колеса або встановленням косозубих коліс, які забезпечують самовстановлення.

в) Скорочується відстань між колісними центрами для вписування тягового електродвигуна необхідної потужності.

г) Необхідність експлуатувати вдвічі більше редукторів порівняно з односторонньою передачею.

У вантажних електровозів привод має двосторонню косозубу зубчасту передачу (рис. 1.3) з кутом нахилу зубів 24° [3] (рис. 1.7). Рівність статичних навантажень з правої і лівої сторони двосторонньої зубчастої передачі забезпечується протилежним нахилом зубів. Якщо з якоїсь причини у разі прикладання навантаження в зачеплення вступає одна із сторін передачі, то з'являється осьова сила, що змушує якір пересуватися до тих пір, поки не ввійдуть у зачеплення зубчасті колеса іншого боку.

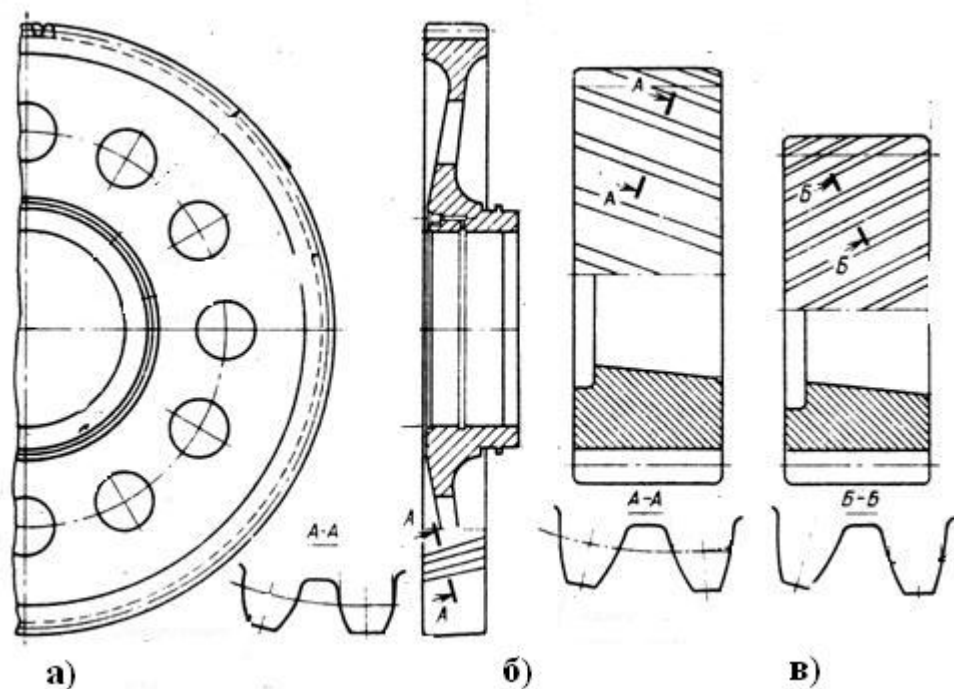


Рисунок 1.7 – Ведене зубчасте колесо (а), шестерні вантажних локомотивів (б, в)

Для компенсації неточностей монтажу електровозних колісно-моторних блоків передбачений розбіг якоря в підшипниках.

На довговічність зубчастих коліс значно впливає не тільки технологія, але і точність їх виготовлення. При відхиленні основного кроку та профілю зачеплення від норми не відбувається плавного переспряження зубів, виникають удари, сила яких через великі частоти переспрягання і значних взаємодіючих мас може вимірюватися десятками тон. Це викликає швидкий знос робочих поверхонь зубів, викришування металу, появу

втомних тріщин в основі зуба, а також вібрації двигуна. Останні можуть призводити до ослаблення і руйнування деталей кріплення та порушення посадок.

У процесі роботи передачі відбувається знос зубів і порушення евольвентного профілю; одночасно відбувається припасовування зубів, під час якої знижуються негативні наслідки спотворення профілю, що призводить до помірного рівня віброактивності зубчастої пари.

Однак, якщо з якоїсь причини редуктор «розпарований», тобто одне з зубчастих коліс замінено, починає відбуватися різке зростання вібрацій, незважаючи на те, що у встановленого колеса робочі поверхні зубів не зношені.

Незважаючи на постійне вдосконалення конструкції, тягові приводи першого класу володіють рядом недоліків, що знижують їх надійність, ускладнюють експлуатацію та ремонт.

Одним з недоліків є слабка віброзахисність тягового двигуна. Так, на тепловозі 2ТЕ10Л при швидкості 80 км/год прискорення остова електродвигуна над віссю колісної пари в діапазоні частот 0...160 Гц [1] досягають 26g, над валом якоря – 15,5g, поперечні і поздовжні прискорення – відповідно 13 і 10,5g. На електровозах ВЛ8, ВЛ10, ВЛ60, ВЛ80 віброприскорення електродвигунів внаслідок їх великої маси дещо менше, ніж на тепловозах, але все ж великі [1].

Висока вібронавантаженість є однією з основних причин, що призводить до пошкодження електродвигунів.

Високий рівень вібрацій в контактах коліс з рейками, обумовлений значною невіднесеною масою та високими динамічними навантаженнями в передачі, призводить до зниження реалізованого коефіцієнта зчеплення, а також до збільшення інтенсивності зносу бандажів колісних пар та поверхні кочення рейок.

Істотними конструктивними недоліками залишаються наявність моторно-осьових підшипників ковзання та практична неможливість забезпечити герметичність кожуха редуктора.

На тягову передачу діє корисне навантаження, що утворюється тяговим моментом. Тяговий момент визначається режимом ведення поїзда (пуск, перехід з одної тягової характеристики на іншу) і швидкістю, що змінюється при зміні опору руху.

При ступінчастому регулюванні напруги на двигуні зміна тягового моменту являє собою аперіодичний або періодичний згасаючий перехідний процес тривалістю кілька сотих чи десятих секунди. Як правило, абсолютне значення динамічних складових моменту не перевищує 10% від величини граничного за зчепленням. Динамічні складові, викликані зміною опору руху, мають період зміни, що вимірюється десятками секунд і навіть хвилин і при спільному розгляді з динамічними навантаженнями їх можна вважати квазістатичними.

Оскільки навантаження, пов'язані з реалізацією сили тяги, являються корисними, тому прагнуть підвищити їх до значення рівного граничному за зчепленням, на яке і повинна бути розрахована тягова передача.

Специфічний режим роботи передачі виникає при боксуванні, тобто зриві зчеплення, його розвитку і відновленні. У процесі боксування можливі як аперіодичні, так і періодичні динамічні режими, в тому числі і з навантаженням, що перевищує граничне за зчепленням. Такий режим, як правило, виникає під час пуску або на низьких швидкостях, коли тягова характеристика двигуна дозволяє розвивати великі моменти. При несприятливому збігу обставин цей режим може стати причиною пошкодження передачі через високий рівень навантажень. Деякі аварійні режими в електричних колах, як, наприклад, круговий вогонь на колекторі тягового двигуна за відсутності ефективного швидкодіючого захисту для гасіння поля головних полюсів, також можуть викликати появу значних динамічних навантажень в передачі, здатних навіть призвести до виходу її з ладу.

Вище вказані режими роботи передачі пов'язані з реалізацією колісною парою функції рушія, в них двигун виступає як джерело силових збурень. У цьому випадку основним збурюючим фактором є електромагнітний момент. Внаслідок того що тягова характеристика спадаюча, вплив цього фактору на загальний рівень навантаження, із зростанням швидкості зменшується. Разом з тим існують режими навантаження, пов'язані з виконанням колісною парою функції рухомої опори, що вимагає відстеження в просторі деякої траєкторії, відмінної від прямої та обумовленою в першу чергу нерівностями колії в профіль і формою поверхні кочення колеса, котра може відрізнятися від кола. Ці збурення є кінематичними і можуть викликати динамічні реакції незалежно від того, розвиває двигун електромагнітний момент чи ні. Динамічні

процеси, викликані ними за умови сталості швидкості руху, носять в основному стаціонарний (стійкий у часі) характер, а із зростанням швидкості, як правило, проявляються в більшій мірі. У силу високих частот зміни динамічних навантажень повторюваність їх висока і вони можуть стати головною причиною втомних руйнувань елементів передачі.

Можна виділити ряд типових режимів навантаження передачі, які на стадії проектування повинні стати об'єктом розрахунків:

а) тяговий режим: навантаження передачі може бути прийнято статичним, максимальне значення його визначається тяговою характеристикою локомотива та умовами зчеплення коліс з рейками;

б) стаціонарний динамічний режим навантаження під час руху з постійною швидкістю, в першу чергу – максимальною, а також у випадку так званих резонансних швидкостях; динамічне навантаження за цих швидкостей може бути більшим, ніж при максимальних;

в) нестаціонарний динамічний режим навантаження під час боксування;

г) аварійний режим, наприклад, у випадку короткого замикання на колекторі тягового електродвигуна.

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

Проведені дослідження показали, що передчасний вихід тягових зубчастих передач відбувається не через зношування, а внаслідок виникнення та поступового розвитку втомних тріщин в основах зубів. Проаналізувавши характер цих тріщин можна побачити, що першопричиною їх виникнення являються втомні руйнування.

Аналіз даних досліджень дає можливість зробити висновок про величини напружень, які фактично діють у тягових зубчастих передачах в умовах експлуатації.

Порівняльні розрахунки на міцність вказують на те, що для того щоб в ніжках зубів могли виникнути втомні тріщини, необхідно до вершини зубів прикласти навантаження 1000÷1500 кг на 1 см довжини зуба. Корисне навантаження під час руху електровоза з малими швидкостями досягає 400 кг на 1 см довжини зуба, а під час руху з конструкційними швидкостями – 40 кг на 1 см [1].

Підвищене динамічне навантаження не тільки викликає згинаючі напруження, але також створює неприпустимі контактні напруження на поверхнях зубів. Поява надмірних навантажень, що викликають руйнування зубів, пояснюється тим, що, крім корисного навантаження, тягові зубчасті передачі сприймають динамічні навантаження, зумовлені станом колії, конструкцією підвищування тягового електродвигуна і ступенем точності виготовлення зубчастих передач.

Результати досліджень показують, що одним з основних конструктивних факторів, що обумовлюють появу динамічного навантаження є ступінь точності виготовлення.

Підсумки випробування дослідної партії зубчастих передач, виготовлених з поверхневим загартовуванням і підвищеною точністю, та спостереження за роботою закордонних і вітчизняних зубчастих передач дали підставу зробити наступні висновки. Для збільшення довговічності та надійності роботи тягових зубчастих передач на електрорухомому складі необхідно підвищити точність виготовлення, ввести поверхнєве контурне загартовування робочих поверхонь і западин струмами високої частоти до твердості не менше 54 одиниці за Роквелом для шестерень та 42...52 одиниці за Роквелом для зубчатих коліс [2]. Крім того, підібрати геометричні розміри зубів так, щоб шляхом застосування корекції, встановлення раціональних коефіцієнтів корекції, кута зачеплення, ширини зубів, скосів зубів, фланкування профілю біля вершини зубів, кута нахилу зубів максимально підвищити контактну міцність та міцність на згинання.

Розглянувши та проаналізувавши основні конструктивні особливості та навантаження, що діють на тягову передачу можна виділити три основні групи факторів, що визначають умови її роботи.

Перша група факторів пов'язана з виконанням основного призначення тягової передачі – перетворення та передача потоку енергії від джерела до рушія. При цьому основні показники, що визначають навантаження елементів передачі, непостійні за абсолютним значенням та у часі. У залежності від режиму ведення поїзду потужність, що реалізує привод, тяговий момент та частота обертання можуть змінюватись у широких діапазонах. Так, у момент зрушення поїзда, зубчаста передача працює у режимі, типовому для так званих «тихохідних» передач – низькі частоти обертання, великі обертальні моменти. При русі на максимальних швидкостях режим роботи зубчастої передачі наближається до типового для

«швидкохідних» передач. Все це ускладнює вибір оптимальної геометрії зуба.

Також, у процесі роботи тягової передачі може змінюватись напрям обертання та напрям потоку енергії. Перше зустрічається у випадку реверсування тягових електродвигунів, друге – при переході з режиму тяги до режиму електричного гальмування. Робота зубчастих коліс по черзі, то в якості веденого, то ведучого, ускладнює припасовування їх бокових поверхонь.

Друга група факторів обумовлена використанням одного з елементів приводу – колісної пари – в якості опорного та направляючого елементу екіпажу. У зв'язку з цим неминуче певна кількість зв'язаних з рушієм елементів тягового приводу та перед усім тягова передача піддаються вібраціям у вертикальному та поперечному напрямках, що передаються колісній парі від рейкової колії.

Третя група факторів пов'язана з кліматичними умовами. Температура, за якої працює рухомий склад має досить широкий діапазон зміни від «-25» до «+40» °С. Безпосередньо близьке розташування таких джерел тепла як тяговий електричний двигун, гальмові пристрої, а також власне виділення тепла, можуть суттєво збільшувати верхній рівень робочих температур тягової передачі.

Відомо, що в умовах низьких температур підвищується вертикальна жорсткість колії у 3...4 рази. Це призводить до значних збурень, які передаються на елементи ходових частин, у тому числі – на тягову передачу.

Волога, сніг та пил, що містять велику кількість абразивних та хімічно активних часток, постійно присутні у мікросфері передачі, а значні перепади тиску, викликані аеродинамічними явищами під час руху з великими швидкостями, сприяють їх проникненню до внутрішніх порожнин. Окрім цього, тягова передача являється одним з небагатьох вузлів локомотива, що погано піддається візуальному контролю не тільки під час руху, але й у нерухомому стані локомотива. Підвищення потужності тягового приводу, за збереження габаритних обмежень, які обумовлені шириною колії та діаметром коліс локомотива, призвело до створення конструкцій з високим ступенем використання матеріалів та заповнення відведеного простору, що ускладнює візуальний контроль.

На підставі проведеного аналізу умов експлуатації, конструктивних особливостей, вимог, що висуваються до тягових передач сучасного

залізничного транспорту, а також з урахуванням досвіду локомотивобудування для подальшого розрахунку було обрано компоновальну схему з двосторонньою косозубою передачею. Така передача дає змогу розпаралелювання потоку потужності тягового двигуна, передаючи обертальний момент на колісну пару через два редуктори та не потребує додаткових конструктивних рішень для забезпечення роботи в умовах перекосу.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

2 РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Одним із основних показників при проектуванні тягових зубчастих передач є вибір оптимальних розмірів зубів, які б забезпечили високу навантажувальну здатність та зносостійкість при умові якомога менших габаритних розмірів. Це може бути досягнуто шляхом вірного вибору факторів корегування зубів. У даному розділі буде проведено розрахунок геометрії зубчастих коліс і шестерень та їх зачеплення з використанням загальноприйнятих методик, які описані в [3, 7].

Вихідні дані для розрахунку:

1 Параметри номінального тривалого режиму тягового електродвигуна:

- потужність P_H , кВт 765
- частота обертання, об/хв 940
- коефіцієнт корисної дії 0,947
- крутильний момент на валу M_d , Н·м 7775

2 Параметри номінального годинного режиму тягового електродвигуна:

- потужність P_H , кВт 820
- частота обертання, об/мин 920
- коефіцієнт корисної дії 0,945
- крутильний момент на валу M_d , Н·м 8515

3 Найбільша частота обертання якоря тягового електродвигуна, об/хв 2040

4 Підвищена частота обертання, об/мин 2550

5 Маса двигуна, кг 4300

6 Діаметр бандажа коліс, м 1,25

7 Швидкість руху електровоза:

- для тривалого режиму $v_{H\infty}$, км/год 51,0
- для годинного режиму $v_{Hгод}$, км/год 49,9

Розрахунки будемо виконувати для годинного режиму роботи.

2.1 Визначення передатного числа зубчастої передачі

2.1.1 Попередня оцінка діаметра ділительного кола зубчастого колеса.

Діаметр ділительного кола зубчастого колеса попередньо оцінимо за формулою [7]

$$D_z = D_{\delta} - 2(\Delta + \delta_k + t + h), \quad (2.1)$$

де Δ – кліренс, приймаємо $\Delta = 0,12$ м;

δ_k – товщина стінки кожуха редуктора, приймаємо $\delta_k = 0,004$ м;

t – відстань від дна кожуха редуктора до вершини головки зуба зубчатого колеса, приймаємо $t = 0,007$ м;

h – висота головки зуба, приймаємо $h = 0,014$ м.

$$D_z = 1,25 - 2(0,12 + 0,004 + 0,007 + 0,014) = 0,96 \text{ м.}$$

2.1.2 Попередня оцінка передатного числа тягової передачі.

Попереднє значення передатного числа тягової передачі визначимо за допомогою емпіричної формули [7]

$$i \approx \xi \sqrt{\frac{v_H D_z^3}{P'_H D_{\delta}}}, \quad (2.2)$$

де ξ – коефіцієнт, що залежить від схеми компоновання тягової передачі приводу першого класу. Оскільки до розрахунку прийнята двостороння тягова передача з косозубими колесами, то $\xi = 15$.

P'_H – потужність тягового електродвигуна у номінальному режимі навантаження віднесена до одного зубчастого зачеплення, кВт. Для двосторонньої тягової передачі

$$P'_H = 0,5 P_H, \quad (2.3)$$

$$P'_H = 0,5 \cdot 820 = 410 \text{ кВт.}$$

Тоді згідно (2.2)

$$i \approx 15 \sqrt{\frac{49,9 \cdot 0,96^3}{410 \cdot 1,25}} \approx 4,4025.$$

2.1.3 Визначення крутильного моменту на валу тягового електродвигуна.

Крутильний момент прикладений до одного з хвостовиків валу тягового електродвигуна визначимо за формулою

$$M'_д = \frac{M_д}{2}. \quad (2.4)$$

$$M'_д = \frac{7775}{2} = 3887,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

2.2 Визначення нормального модуля зубчастих коліс

Значення меж інтервалу $[m_н; m_в]$ для косозубих коліс, визначимо за допомогою емпіричних формул:

$$m_н = 0,00133M'_д + 5,121; \quad (2.5)$$

$$m_в = 0,00133M'_д + 6,545, \quad (2.6)$$

де $m_н$ та $m_в$ – відповідно нижня та верхня межі значень нормального модуля зубчатого колеса.

$$m_н = 0,00133 \cdot 3887,5 + 5,121 = 10,3 \text{ мм};$$

$$m_в = 0,00133 \cdot 3887,5 + 6,545 = 11,6 \text{ мм}.$$

На основі розрахованих меж, згідно ГОСТ 9563-60 вибираємо стандартне значення нормального модуля $m = 10$ мм.

2.3 Розрахунок кількості зубів зубчастого колеса та шестерні

Кількість зубів зубчастого колеса визначимо за формулою

$$z_к = \frac{D_z}{m} \cos \psi, \quad (2.7)$$

де ψ – кут нахилу зуба. Приймаємо $\psi = 24^\circ$.

$$z_к = \frac{0,96}{10 \cdot 10^{-3}} \cos 24^\circ = 87,7 \text{ зубів}.$$

Приймаємо $z_k = 88$ зубів.

Кількість зубів шестерні визначається за формулою

$$z_{III} = \frac{z_k}{i}. \quad (2.8)$$

$$z_{III} = \frac{88}{4,4025} = 19,99 \text{ зубів.}$$

Для подальших розрахунків приймаємо $z_{III} = 21$ зубів, оскільки для забезпечення рівномірного зношування робочих поверхонь зубів необхідно щоб числа, що відповідають кількості зубів шестерні та зубчастого колеса не мали спільних множників.

На основі розрахунку числа зубів зубчастих коліс тягового редуктора визначимо передатне число

$$i = \frac{z_k}{z_{III}}. \quad (2.9)$$

$$i = \frac{88}{21} = 4,1905.$$

2.4 Визначення діаметрів ділільних кіл шестерні та зубчастого колеса

Діаметри ділільних кіл шестерні d_{zIII} та зубчастого колеса D_{zk} визначаються за формулами:

$$d_{zIII} = z_{III} \frac{m}{\cos \psi} \cdot 10^{-3}; \quad (2.10)$$

$$D_{zk} = z_k \frac{m}{\cos \psi} \cdot 10^{-3}. \quad (2.11)$$

$$d_{zIII} = 21 \frac{10}{\cos 24^\circ} \cdot 10^{-3} = 0,23 \text{ м};$$

$$D_{zk} = 88 \frac{10}{\cos 24^\circ} \cdot 10^{-3} = 0,963 \text{ м.}$$

2.5 Визначення централі

Централь за конструктивними параметрами зубчастих коліс визначається за формулою [7]

$$A = \frac{(D_{\text{ЗК}} + d_{\text{ЗШ}})}{2} \quad (2.12)$$
$$A = \frac{(0,963 + 0,23)}{2} = 0,597 \text{ м.}$$

2.6 Визначення бази двигуна

Діаметр внутрішньої розточки остова визначимо за формулою

$$D_c = \frac{D_a}{(0,7 \dots 0,8)}, \quad (2.13)$$

де D_a – діаметр якоря тягового електродвигуна, м. Прийmemo $D_a = 0,66$ м.

$$D_c = \frac{0,66}{(0,7 \dots 0,8)} = 0,825 \dots 0,943 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_c = 0,9$ м.

Базу тягового електродвигуна визначимо за формулою

$$L_d = H + \frac{D_c}{2} + 0,115, \quad (2.14)$$

де L_d – база тягового електродвигуна, м;

0,115 – це середнє значення розміру, що включає товщину стінки остова тягового електродвигуна та відстань від зовнішньої стінки остова до точки підвішування тягового двигуна, м.

$$L_d = 0,597 + \frac{0,9}{2} + 0,115 = 1,139 \text{ м.}$$

Отримані параметри зубчастої передачі зведемо до таблиці 2.1.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Таблиця 2.1 – Параметри зубчастої передачі

Параметр	Величина
Кількість зубів шестерні $z_{ш}$	21
Кількість зубів колеса $z_{к}$	88
Передатне число, i	4,19
Нормальний модуль m	10
Централь A , м	0,597
База двигуна $L_{д}$, м	1,139

2.7 Розрахунок геометрії зачеплення передачі

При некорегованому зачепленні зміни форми зуба та, внаслідок, усунення його підрізу можливо досягти тільки шляхом зміни кількості зубів. У корегованому зчепленні впливати на форму зуба можливо не тільки змінюючи число зубів, а також шляхом застосування їх корекції. Застосування корекції не тільки усуває підрізання зубів, але й дає можливість отримати повну відповідність міцності зубів шестерні та колеса, покращити умови зачеплення по контактній міцності та питомому ковзанні, а також отримати високу зносостійкість зубчастої передачі.

З розрахунків та експериментальних даних [2] можна побачити, що за рахунок використання корекції може бути досягнуто збільшення передачі потужності при незмінних габаритах та матеріалах виготовлення на 20% та підвищення довговічності при незмінній потужності, габаритів та матеріалів на 200%.

У відповідності з [3] розрахунок геометрії зачеплення зубчастої передачі проводиться з використанням висотної корекції.

2.7.1 Розрахунок півсуми числа зубів шестерні та зубчастого колеса

$$z_{cp} = \frac{z_{ш} + z_{к}}{2}, \quad (2.15)$$

$$z_{cp} = \frac{21 + 88}{2} = 54,5.$$

2.7.2 Визначення кута нахилу зубів відносно ділильного циліндра.

Значення кута нахилу зубів $\cos\beta'_д$ згідно [3] визначається за формулою

$$\cos\beta'_d = \frac{z_{ш} + z_k}{2A} m, \quad (2.16)$$

$$\cos\beta'_d = \frac{21+88}{2 \cdot 597} \frac{10}{10} = 0,9129.$$

Таким чином $\beta'_d = 24^{\circ}5'28''$.

2.7.3 Визначення торцевого модуля.

Торцевий модуль визначається за допомогою формули

$$m_s = \frac{m}{\cos\beta'_d}, \quad (2.17)$$

Підставивши значення нормального модуля та $\cos\beta'_d$, отримано

$$m_s = \frac{10}{\cos 24^{\circ}5'28''} = 10,95.$$

2.7.4 Визначення тригонометричних функцій кута β'_d

$$\sin\beta'_d = 0,4082, \quad \operatorname{tg}\beta'_d = 0,4471.$$

2.7.5 Визначення кута зачеплення вихідного контуру у торцевому перерізі.

$$\operatorname{tg}\alpha_{os} = \frac{\operatorname{tg}\alpha_d}{\cos\beta'_d}, \quad (2.18)$$

де α_d – кут стандартного вихідного контуру ріжучого інструменту. Згідно [3] $\alpha_d = 20^{\circ}$

$$\operatorname{tg}\alpha_{os} = \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 24^{\circ}5'28''} = 0,3987.$$

Згідно з [3], $\alpha_{os} = 21^{\circ}44'13''$.

Тригонометричні функції та інвалюта кута α_{os} рівні:

$$\sin \alpha_{os} = 0,3703,$$

$$\cos \alpha_{os} = 0,9289,$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{os} = 0,0193.$$

2.7.6 Визначення кута зачеплення передачі у торцевому перерізі.

Кут зачеплення зубчастої передачі у торцевому перерізі визначається за формулою

$$\cos \alpha_s = \frac{z_{cp} m_s}{A} \cdot \cos \alpha_{os}, \quad (2.19)$$

$$\cos \alpha_s = \frac{54,5 \cdot 10,95}{597} \cdot 0,9289 = 0,9289.$$

Таким чином, $\alpha_s = \alpha_{os} = 21^{\circ}44'13''$.

Тригонометричні функції та інвалюта кута α_s рівні:

$$\sin \alpha_s = 0,3703,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_s = 0,3987,$$

$$\operatorname{inv} \alpha_s = 0,0193.$$

2.7.7 Визначення приведенного числа зубів шестерні та колеса.

Приведене число зубів шестерні визначають за допомогою формули

$$z_{ш}^{пр} = \frac{z_{ш}}{\cos^3 \beta_d}, \quad (2.20)$$

$$z_{ш}^{пр} = \frac{21}{\cos^3 24^{\circ}5'28''} = 27,6.$$

Приймаємо $z_{ш}^{пр} = 28$.

Приведене число зубів колеса визначається за допомогою формули

$$z_k^{пр} = \frac{z_k}{\cos^3 \beta_d}, \quad (2.21)$$

$$z_k^{пр} = \frac{88}{\cos^3 24^{\circ} 5' 28''} = 115,67;$$

Прийmemo $z_k^{пр} = 116$.

2.7.8. Визначення коефіцієнтів корекції у нормальному перерізі шестерні та колеса.

Згідно [3] коефіцієнти корекції приймаються рівними:

– для шестерні

$$\xi_{нш} = +0,37;$$

– для колеса

$$\xi_{нк} = -0,37.$$

2.7.9 Визначення коефіцієнта корекції в торцевому перерізі шестерні та колеса.

Для шестерні коефіцієнт корекції в торцевому перерізі визначається як

$$\xi_{сш} = \xi_{нш} \cos \beta_d, \quad (2.22)$$

$$\xi_{сш} = 0,37 \cdot 0,9129 = 0,338.$$

Для колеса

$$\xi_{ск} = \xi_{нк} \cos \beta_d, \quad (2.23)$$

$$\xi_{ск} = -0,37 \cdot 0,9129 = -0,338.$$

2.7.10 Визначення діаметру ділильного та початкового кола шестерні та колеса.

Для шестерні згідно [3]

$$d_{дш} = d_{ш} = z_{ш} m_s, \quad (2.24)$$

$$d_{\text{дш}} = 21 \cdot 10,95 = 230,04 \text{ мм.}$$

Для колеса

$$d_{\text{дк}} = d_{\text{к}} = z_{\text{к}} m_s, \quad (2.25)$$

$$d_{\text{дк}} = 88 \cdot 10,95 = 963,96 \text{ мм.}$$

2.7.11 Визначення діаметрів кіл виступів шестерні та колеса.
Діаметр кола виступів шестерні визначається за формулою

$$D_{\text{еш}} = d_{\text{дш}} + 2m f_{\text{он}} + \xi_{\text{нш}}, \quad (2.26)$$

де $f_{\text{он}}$ – коефіцієнт висоти зуба, приймаємо $f_{\text{он}} = 1$

$$D_{\text{еш}} = 230,04 + 2 \cdot 10 \cdot 1 + 0,37 = 257,44 \text{ мм.}$$

Діаметр кіл виступів колеса визначається як

$$D_{\text{ек}} = d_{\text{дк}} + 2m f_{\text{он}} + \xi_{\text{нк}}, \quad (2.27)$$

$$D_{\text{ек}} = 963,96 + 2 \cdot 10 \cdot 1 - 0,37 = 991,36 \text{ мм.}$$

2.7.12 Визначення діаметрів основних кіл шестерні та колеса.

Діаметр основного кола шестерні згідно [3] визначається за формулою

$$d_{\text{ош}} = d_{\text{дш}} \cos \alpha_{\text{ос}}, \quad (2.28)$$

$$d_{\text{ош}} = 230,04 \cdot 0,9289 = 213,68 \text{ мм.}$$

Діаметр основного кола колеса визначається як

$$d_{\text{ок}} = d_{\text{дк}} \cos \alpha_{\text{ос}}, \quad (2.29)$$

$$d_{\text{ок}} = 963,96 \cdot 0,9289 = 895,42 \text{ мм.}$$

2.7.13 Визначення радіуса головки зуба робочого контуру та висоти перехідної галтелі C (у нормальному перерізі) згідно [3].

Величина b (рис. 2.1) розраховується за формулою

$$b = m \operatorname{tg} \alpha_{\text{д}}, \quad (2.30)$$

$$b = 10 \cdot 0,364 = 3,64 \text{ мм.}$$

Величина a (рис. 2.1) визначається як

$$a = \frac{\pi m}{4} - b, \quad (2.31)$$

$$a = \frac{3,14 \cdot 10}{4} - 3,64 = 4,21 \text{ мм.}$$

Радіус головки зуба розраховується за формулою

$$r = \frac{a}{\cos \alpha_{\text{д}}}, \quad (2.32)$$

$$r = \frac{4,21}{0,9397} = 4,48 \text{ мм.}$$

Величина e (рис. 2.1) визначається як

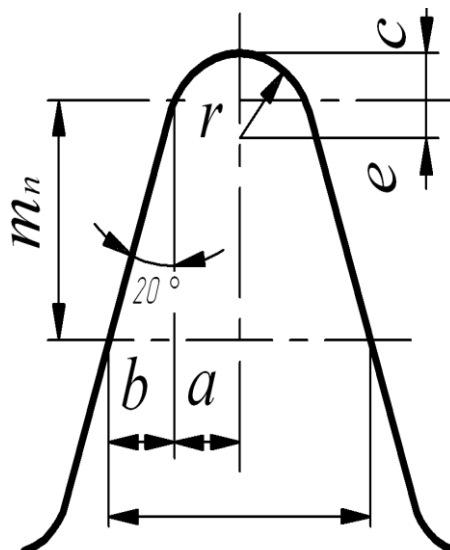


Рисунок 2.1 – Геометричні параметри зуба

$$e = a \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{д}}, \quad (2.33)$$

$$e = 4,21 \cdot 0,364 = 1,53 \text{ мм.}$$

Висота перехідної галтелі c розраховується за формулою

$$c = r - e, \quad (2.34)$$

$$c = 4,48 - 1,53 = 2,95 \text{ мм.}$$

2.7.14 Перевірка розрахунку висоти перехідної галтелі.

Згідно [3] перевірка розрахунку величини перехідної галтелі виконується за допомогою рівності

$$c = a \cdot \operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{\alpha_{\text{д}}}{2} \right), \quad (2.35)$$

$$c = 5,21 \cdot \operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{0,349}{2} \right) = 2,95 \text{ мм.}$$

2.7.15 Визначення торцевого кроку.

Торцевий крок визначається як

$$t_s = \pi m_s, \quad (2.36)$$

$$t_s = 3,14 \cdot 10,95 = 34,41 \text{ мм.}$$

2.7.16 Визначення нормального кроку.

Величина нормального кроку визначається за формулою

$$t_n = \pi m, \quad (2.37)$$

$$t_n = 3,14 \cdot 10 = 31,42 \text{ мм.}$$

2.7.17 Визначення основного кроку у торцевому перерізі.

Для визначення основного кроку у торцевому перерізі згідно [3] використовується формула

$$t_{os} = t_s \cos \alpha_{os}, \quad (2.38)$$

$$t_{os} = 34,41 \cdot 0,9289 = 31,97 \text{ мм.}$$

2.7.18 Визначення основного кроку у нормальному перерізі.

Основний крок у нормальному перерізі згідно [3] визначається за формулою

$$t_{on} = t_s \cos \alpha_d, \quad (2.39)$$
$$t_{on} = 34,41 \cdot 0,9397 = 29,52 \text{ мм.}$$

2.7.19 Визначення граничного відхилення основного кроку.

Згідно [3] значення граничного відхилення основного кроку Δt_o приймається рівним

$$\Delta t_o = \pm 0,014 \text{ мм.}$$

2.7.20 Визначення гарантованого бокового зазору.

Згідно [3] значення гарантованого бокового зазору c_n приймається рівним

$$c_n = 0,670 \text{ мм.}$$

2.7.21 Визначення граничного відхилення централі.

Згідно [3] значення граничного відхилення централі приймається рівним

$$\Delta A = \pm 0,280 \text{ мм.}$$

2.7.22 Визначення допуску на радіальне биття зубчастого вінця.

Згідно [3] значення допуску на радіальне биття зубчастого вінця приймається рівним для шестерні

$$E_{ош} = 0,058 \text{ мм,}$$

для колеса

$$E_{ок} = 0,115 \text{ мм.}$$

2.7.23 Визначення найменшого зміщення вихідного контуру.

Згідно [3] величина найменшого зміщення вихідного контуру приймається:

- для шестерні

$$\Delta_m h_{ш} = -0,34 \text{ мм};$$

- для колеса

$$\Delta_m h_k = -0,800 \text{ мм}.$$

2.7.24 Визначення допуску на зміщення вихідного контуру.

Згідно [3] величину допуску на зміщення вихідного контуру приймаємо рівною:

- для шестерні

$$\delta h_{ш} = 0,170 \text{ мм};$$

- для колеса

$$\delta h_k = 0,300 \text{ мм}.$$

2.7.25 Визначення найбільших діаметрів западин кіл шестерні та зубчастого колеса.

Значення найбільшого діаметру западини кола шестерні розраховується за формулою

$$D_{iш} = m_s z_{ш} + 2\xi_{sш} - 2mf_{on} - 2c - 2|\Delta_m h_{ш}|, \quad (2.40)$$

$$D_{iш} = 10,95 \cdot 21 + 2 \cdot 0,338 - 2 \cdot 10 \cdot 1 - 2 \cdot 2,95 - 2 \cdot |-0,34| = 210,86 \text{ мм}.$$

Значення найбільшого діаметру западини кола зубчастого колеса розраховується за формулою

$$D_{iк} = m_s z_k + 2\xi_{sk} - 2mf_{on} - 2c - 2|\Delta_m h_k|, \quad (2.41)$$

$$D_{iк} = 10,95 \cdot 88 - 0,338 - 2 \cdot 10 \cdot 1 - 2 \cdot 2,95 - 2 \cdot |-0,800| = 929,06 \text{ мм}.$$

2.7.26 Визначення найбільшого бокового зазору.

$$c_n \delta = |\Delta_m h_{ш}| + |\Delta_m h_{к}| + \delta h_{ш} + \delta h_{к} + \Delta A \cdot 2 \sin \alpha_d, \quad (2.42)$$

$$c_n \delta = |-0,34| + |-0,800| + 0,17 + 0,3 + 0,28 \cdot 2 \cdot 0,342 = 1,29 \text{ мм.}$$

2.7.27 Визначення номінальної товщини зуба по дузі ділительного кола шестерні та колеса.

Номінальна товщина зуба для шестерні визначається за формулою

$$S_{дш} = m_s \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_{сш} \operatorname{tg} \alpha_{os} \right), \quad (3.43)$$

$$S_{дш} = 10,95 \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,338 \cdot 0,3987 \right) = 20,157 \text{ мм;}$$

для колеса

$$S_{дк} = m_s \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_{ск} \operatorname{tg} \alpha_{os} \right), \quad (2.44)$$

$$S_{дк} = 10,95 \cdot \left(\frac{3,14}{2} + 2 \cdot -0,338 \cdot 0,3987 \right) = 14,256 \text{ мм.}$$

2.7.28 Визначення нормальної хордальної товщини зуба по ділительному циліндру шестерні та колеса.

Нормальна хордальна товщина зуба для шестерні розраховується за формулою

$$S'_{ш} = S'_{дш} \cos \beta_d \left(1 - \frac{\delta_n^2}{6} \right), \quad (2.45)$$

де δ_n – геометричний параметр, згідно [3] для шестерні визначається за формулою

$$\delta_n = \frac{S_{дш} \cos^3 \beta_d}{d_{дш}}, \quad (2.46)$$

$$\delta_n = \frac{20,157 \cdot \cos^3 24^\circ 5' 28''}{230,04} = 0,0667 \text{ мм};$$

Підставивши числове значення з (2.46) у (2.45), отримаємо

$$S'_{ш} = 20,157 \cdot \cos 24^\circ 5' 28'' \left(1 - \frac{0,0667^2}{6} \right) = 18,388 \text{ мм.}$$

Нормальна хордальна товщина зуба для колеса розраховується за формулою

$$S'_k = S'_{dk} \cos \beta_d \left(1 - \frac{\delta_n^2}{6} \right), \quad (2.47)$$

де δ_n – геометричний параметр, згідно [3] для зубчастого колеса визначається за формулою

$$\delta_n = \frac{S_{dk} \cos^3 \beta_d}{d_{dk}}, \quad (2.48)$$

$$\delta_n = \frac{14,256 \cdot \cos^3 24^\circ 5' 28''}{963,96} = 0,0112 \text{ мм.}$$

Підставивши розраховане значення δ_n у (2.47), отримаємо

$$S'_k = 14,256 \cdot \cos 24^\circ 5' 28'' \left(1 - \frac{0,0112^2}{6} \right) = 13,005 \text{ мм.}$$

2.7.29 Визначення найменшого зменшення товщини зуба по постійній хорді та хорді ділительного кола.

Для шестерні найменше зменшення товщини зуба по постійній хорді та хорді ділительного кола визначається згідно [3] за формулою

$$\Delta_m S_{ш} = 2 \operatorname{tg} \alpha_d |\Delta_m h_{ш}|, \quad (2.49)$$

$$\Delta_m S_{\text{ш}} = 2 \cdot 0,364 \cdot |-0,34| = 0,248 \text{ мм};$$

Для зубчастого колеса найменше зменшення товщини зуба по постійній хорді та хорді ділильного кола визначається згідно [3] за формулою

$$\begin{aligned} \Delta_m S_{\text{к}} &= 2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{д}} |\Delta_m h_{\text{к}}|, \\ \Delta_m S_{\text{к}} &= 2 \cdot 0,364 \cdot |-0,800| = 0,582 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (2.50)$$

2.7.30 Визначення допуску на товщину зуба по постійній хорді та хорді ділильного кола шестерні та колеса.

Допуск на товщину зуба по постійній хорді та хорді ділильного кола шестерні згідно [3] визначається як

$$\begin{aligned} \delta S_{\text{ш}} &= 2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{д}} \delta h_{\text{ш}}, \\ \delta S_{\text{ш}} &= 2 \cdot 0,364 \cdot 0,17 = 0,124 \text{ мм}; \end{aligned} \quad (2.51)$$

Допуск на товщину зуба по постійній хорді та хорді ділильного кола зубчастого колеса згідно [3] визначається як

$$\begin{aligned} \delta S_{\text{к}} &= 2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{д}} \delta h_{\text{к}}, \\ \delta S_{\text{к}} &= 2 \cdot 0,364 \cdot 0,3 = 0,218 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (2.52)$$

2.7.31 Визначення нормальної хордальної товщини зуба по ділильному циліндру для нанесення на кресленні шестерні та колеса.

Для шестерні нормальна хордальна товщина зуба по ділильному циліндру визначається за формулою

$$\begin{aligned} S_{\text{ш}} &= S'_{\text{ш}} - |\Delta_m S_{\text{ш}}| - |\delta S_{\text{ш}}|, \\ S_{\text{ш}} &= 18,388 - |0,248| = 18,14 - |0,124| \text{ мм}; \end{aligned} \quad (2.53)$$

для зубчастого колеса

$$S_{\text{к}} = S'_{\text{к}} - |\Delta_m S_{\text{к}}| - |\delta S_{\text{к}}|, \quad (2.54)$$

$$S_k = 13,005 - 0,582 = 12,423_{-0,218} \text{ мм.}$$

2.7.32 Визначення нормальної хоральної висоти головки зуба шестерні та колеса.

Нормальна хордальна висота головки зуба для шестерні згідно [3] визначається як

$$h'_{nш} = \frac{D_{еш} - d_{дш}}{2} + \frac{S_{дш}^2 \cos^4 \beta_d}{4d_{дш}}, \quad (2.55)$$

$$h'_{nш} = \frac{257,44 - 230,04}{2} + \frac{20,157^2 \cdot 0,913^4}{4 \cdot 230,04} = 14,007 \text{ мм.}$$

Для зубчастого колеса –

$$h'_{нк} = \frac{D_{ек} - d_{дк}}{2} + \frac{S_{дк}^2 \cos^4 \beta_d}{4d_{дк}}, \quad (2.56)$$

$$h'_{нк} = \frac{991,36 - 963,96}{2} + \frac{14,256^2 \cdot 0,913^4}{4 \cdot 963,96} = 13,737 \text{ мм.}$$

2.7.33 Визначення нормальної товщини зуба по постійній хорді зуба шестерні та колеса.

Нормальна товщина зуба по постійній хорді для шестерні згідно [3] визначається за формулою

$$S'_{xnш} = m \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha_d + \xi_{nш} \sin 2\alpha_d \right), \quad (2.57)$$

$$S'_{xnш} = 10 \cdot \left(\frac{3,14}{2} \cdot 0,9397^2 + 0,37 \cdot 2 \cdot 0,3420 \right) = 16,401 \text{ мм.}$$

Для зубчастого колеса –

$$S'_{xnк} = m \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha_d + \xi_{нк} \sin 2\alpha_d \right), \quad (2.58)$$

$$S'_{хнк} = 10 \cdot \left(\frac{3,14}{2} \cdot 0,9397^2 + -0,37 \cdot 2 \cdot 0,3420 \right) = 11,34 \text{ мм.}$$

2.7.34 Визначення нормальної товщини зуба при постійній хорді для нанесення на кресленні шестерні та колеса.

Нормальна товщина зуба при постійній хорді для шестерні згідно [3] розраховується за формулою

$$S_{хнш} = S'_{хнш} - |\Delta_m S_{ш}| - |\delta S_{ш}|, \quad (2.59)$$

$$S_{хнш} = 16,401 - 0,2475 = 16,154 - |0,124| \text{ мм.}$$

Для зубчастого колеса –

$$S_{хнк} = S'_{хнк} - |\Delta_m S_{к}| - |\delta S_{к}|, \quad (2.60)$$

$$S_{хнк} = 11,34 - 0,582 = 10,757 - |0,218| \text{ мм.}$$

2.7.35 Визначення висоти головки зуба до постійної хорди шестерні та колеса.

Висота головки зуба до постійної хорди шестерні визначається відповідно [3] за формулою

$$h'_{хнш} = 0,5 D_{еш} - d_{дш} - m \left(\frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_d + \xi_{нш} \sin^2 2\alpha_d \right), \quad (2.61)$$

$$h'_{хнш} = 0,5 \cdot 257,437 - 230,037 - 10 \cdot \left(\frac{3,14}{8} \cdot 2 \cdot 0,342 + 0,37 \cdot 0,342^2 \right) = \\ = 10,581 \text{ мм.}$$

Для зубчастого колеса –

$$h'_{хнк} = 0,5 D_{ек} - d_{дк} - m \left(\frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_d + \xi_{нк} \sin^2 2\alpha_d \right), \quad (2.62)$$

$$h'_{хнк} = 0,5 \cdot 991,364 - 963,964 - 10 \cdot \left(\frac{3,14}{8} \cdot 2 \cdot 0,342 + -0,37 \cdot 0,342^2 \right) =$$

$$= 11,446 \text{ мм.}$$

2.7.36 Визначення кута тиску на коло виступів шестерні та колеса.

Косинус кута тиску на коло шестерні згідно [3] визначається за формулою

$$\cos \alpha_{еш} = \frac{d_{еш}}{D_{еш}}, \quad (2.63)$$

$$\cos \alpha_{еш} = \frac{213,68}{257,437} = 0,83;$$

Таким чином, $\alpha_{еш} = 33^{\circ}53'54''$.

Тригонометричні функції кута $\alpha_{еш}$ рівні:

$$\operatorname{tg} \alpha_{еш} = 0,6719;$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{еш} = 0,0803.$$

Косинус кута тиску на коло зубчастого колеса визначається за формулою [3]

$$\cos \alpha_{ек} = \frac{d_{ек}}{D_{ек}}, \quad (2.64)$$

$$\cos \alpha_{ек} = \frac{895,42}{991,364} = 0,9032;$$

Виразимо кут $\alpha_{ек} = 25^{\circ}24'55''$.

Тригонометричні функції кута $\alpha_{ек}$ рівні:

$$\operatorname{tg} \alpha_{ек} = 0,4752;$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{ек} = 0,0316.$$

2.7.37 Визначення товщини зуба по колу виступів в торцевому перерізі шестерні.

Згідно [3] товщина зуба по колу виступів в торцевому перерізі шестерні визначається за формулою

$$S_{esIII} = D_{eIII} \left(\frac{S_{dIII}}{d_{dIII}} + \text{inv}\alpha_{os} - \text{inv}\alpha_{eIII} \right), \quad (2.65)$$

$$S_{esIII} = 257,44 \cdot \left(\frac{20,157}{230,04} + 0,0193 - 0,0803 \right) = 6,86 \text{ мм.}$$

2.7.38 Визначення товщини зуба по колу виступів в нормальному перерізі шестерні.

Товщина зуба по колу виступів в нормальному перерізі шестерні розраховується згідно [3] за формулою

$$S_{enIII} = \frac{S_{esIII}}{\cos\beta_d}, \quad (2.66)$$

$$S_{enIII} = \frac{6,86}{0,913} = 7,51 \text{ мм.}$$

2.7.39 Визначення товщини зуба по колу виступів шестерні в долях нормального модуля.

Згідно [3] товщина зуба по колу виступів шестерні в долях нормального модуля визначається як

$$\dot{S}_{eIII} = \frac{S_{enIII}}{m}, \quad (2.67)$$

$$\dot{S}_{eIII} = \frac{7,514}{10} = 0,751 \text{ мм.}$$

2.7.40 Визначення відстані по лінії зачеплення в торцевому перерізі, яку проходить точка контакту зубів за період, під час якого знаходиться у зачепленні головки зуба шестерні та колеса.

Для шестерні згідно [3] визначається як

$$e_{\text{ш}} = \frac{d_{o\text{ш}}}{2} \operatorname{tg} \alpha_{\text{еш}} - \operatorname{tg} \alpha_s, \quad (2.68)$$

$$e_{\text{ш}} = \frac{213,68}{2} \cdot 0,6719 - 0,3987 = 29,192 \text{ мм.}$$

Для зубчастого колеса

$$e_{\text{к}} = \frac{d_{o\text{к}}}{2} \operatorname{tg} \alpha_{\text{ек}} - \operatorname{tg} \alpha_s, \quad (2.69)$$

$$e_{\text{к}} = \frac{895,42}{2} \cdot 0,4752 - 0,3987 = 34,235 \text{ мм.}$$

2.7.41 Визначення коефіцієнта перекриття.

Згідно [3] коефіцієнт перекриття визначається за формулою

$$\xi = \frac{e_{\text{ш}} + e_{\text{к}}}{t_{os}} + \frac{b}{t_s} \operatorname{tg} \beta_{\text{д}}, \quad (2.70)$$

$$\xi = \frac{29,192 + 34,235}{31,966} + \frac{110}{34,413} \cdot 0,4471 = 3,413.$$

2.7.42 Визначення умовного числа зубів.

Умове число зубів згідно [3] визначається як

$$z_{\text{усл}} = z_{\text{ш}} \frac{\operatorname{inv} \alpha_{os}}{\operatorname{inv} \alpha_{on}}, \quad (2.71)$$

$$z_{\text{усл}} = 21 \cdot \frac{0,0193}{0,0149} = 27,21;$$

2.7.43 Визначення довжини загальної нормалі шестерні.

Загальна нормаль шестерні розраховується згідно [3] за формулою:

$$L = m \cos \alpha_{on} [\pi n - 0,5 + 2\xi_{\text{нш}} \operatorname{tg} \alpha_{on} + z_{\text{ш}} \operatorname{inv} \alpha_{os}], \quad (2.72)$$

де n – коефіцієнт, згідно [3] для $z_{\text{усл}} = 27,21$ та $\xi_{\text{нш}} = 0,37$ приймається рівним $n = 3$.

$$L = 10 \cdot 0,9397 \cdot [3,14 \cdot 3 - 0,5 + 2 \cdot 0,37 \cdot 0,364 + 21 \cdot 0,0193] = 80,146 \text{ мм.}$$

2.7.44 Визначення найменшого відхилення довжини загальної нормалі.

Найменше відхилення довжини загальної нормалі згідно [3] визначається за формулою

$$\Delta_n L = 2 \sin 2\alpha_d \left(|\Delta_m h| + \frac{E_o}{2} \right), \quad (2.73)$$

$$\Delta_n L = 2 \cdot 0,3420 \cdot \left(|-0,34| + \frac{0,058}{2} \right) = 0,252 \text{ мм.}$$

2.7.45 Визначення допуску на довжину загальної нормалі.

Згідно [3] величина допуску загальної довжини нормалі визначається як

$$\delta L = 2 \sin 2\alpha_d \delta h - E_o, \quad (2.74)$$

$$\delta L = 2 \cdot 0,3420 \cdot 0,17 - 0,058 = 0,077 \text{ мм.}$$

2.7.46 Визначення довжини загальної нормалі для нанесення на кресленні.

Згідно [3] довжина загальної нормалі розраховується за формулою

$$L_{III} = L - |\Delta_n L| - \delta L, \quad (2.75)$$

$$L_{III} = 80,146 - |0,252| = 79,893_{-0,077} \text{ мм.}$$

2.7.47 Визначення допуску на коливання довжини загальної нормалі.

Величина допуску на коливання довжини загальної нормалі прийнята згідно [4] і становить $\delta_o L = 0,036$.

Обчислені геометричні параметри зубчастого колеса та шестерні з використанням висотної корекції зведені у таблицю 2.2.

За результатами розрахунків побудовано креслення евольвентного зачеплення зубчастого колеса та шестерні (рисунок 2.2)

Таблиця 2.2 – Геометричні параметри зубчастого колеса та шестерні

Найменування показника	Значення
1	2
Кут нахилу зубів по роздільному циліндру β'_d	$24^{\circ}5'28''$
Торцевий модуль m_s	10,95
Кут зачеплення передачі у торцевому перерізі α_s	$21^{\circ}44'13''$
Діаметр ділильного кола шестерні $d_{дш}$, мм	230,0
Діаметр початкового кола шестерні $d_{ш}$, мм	230,0
Діаметр ділильного кола колеса $d_{дк}$, мм	964
Діаметр початкового кола колеса d_k , мм	964
Діаметр кола виступів шестерні $D_{еш}$, мм	257,4
Діаметр кола виступів колеса $D_{ек}$, мм	991,4
Діаметр основного кола шестерні $d_{ош}$, мм	213,7
Діаметр основного кола колеса $d_{ок}$, мм	895,4
Радіус головки зуба r , мм	4,48
Торцевий крок t_s , мм	34,41
Нормальний крок t_n , мм	31,42
Основний крок у торцевому перерізі $t_{ос}$, мм	31,97
Торцевий крок t_s , мм	34,41
Нормальний крок t_n , мм	31,42
Основний крок у торцевому перерізі $t_{ос}$, мм	31,97
Основний крок у нормальному перерізі $t_{он}$, мм	29,52
Граничне відхилення основного кроку Δt_o , мм	$\pm 0,014$
Гарантований боковий зазор c_n , мм	0,670
Граничне відхилення централі ΔA , мм	$\pm 0,280$
Допуск на радіальне биття зубчастого вінця шестерні $E_{ош}$, мм	0,058
Допуск на радіальне биття зубчастого вінця колеса $E_{ок}$, мм	0,115
Найбільший діаметр кола впадин шестерні $D_{iш}$, мм	210,8
Найбільший діаметр кола впадин колеса D_{ik} , мм	929,1
Найбільший бічний зазор $c_n\delta$, мм	1,29
Номінальна товщина зуба по дузі ділильного кола шестерні $S_{дш}$, мм	20,16
Номінальна товщина зуба по дузі ділильного кола колеса $S_{дк}$, мм	14,26

Продовження таблиці 2.2

1	2
Нормальна хордальна товщина зуба по ділильному циліндру шестерні $S'_{ш}$, мм	18,14
Нормальна хордальна товщина зуба по ділильному циліндру колеса S'_k , мм	12,42
Нормальна товщина зуба по постійній хорді зуба шестерні $S_{хпш}$, мм	16,4
Нормальна товщина зуба по постійній хорді зуба колеса $S_{хпк}$, мм	11,3
Висота головки зуба по постійній хорді шестерні $h_{хпш}$, мм	10,58
Висота головки зуба по постійній хорді колеса $h_{хпк}$, мм	11,45
Товщина зуба по колу виступів у торцевому перерізі шестерні $S_{есш}$, мм	6,86
Товщина зуба по колу виступів у нормальному перерізі шестерні $S_{енш}$, мм	7,51
Коефіцієнт перекриття ξ	3,41
Довжина загальної нормалі L , мм	80,14

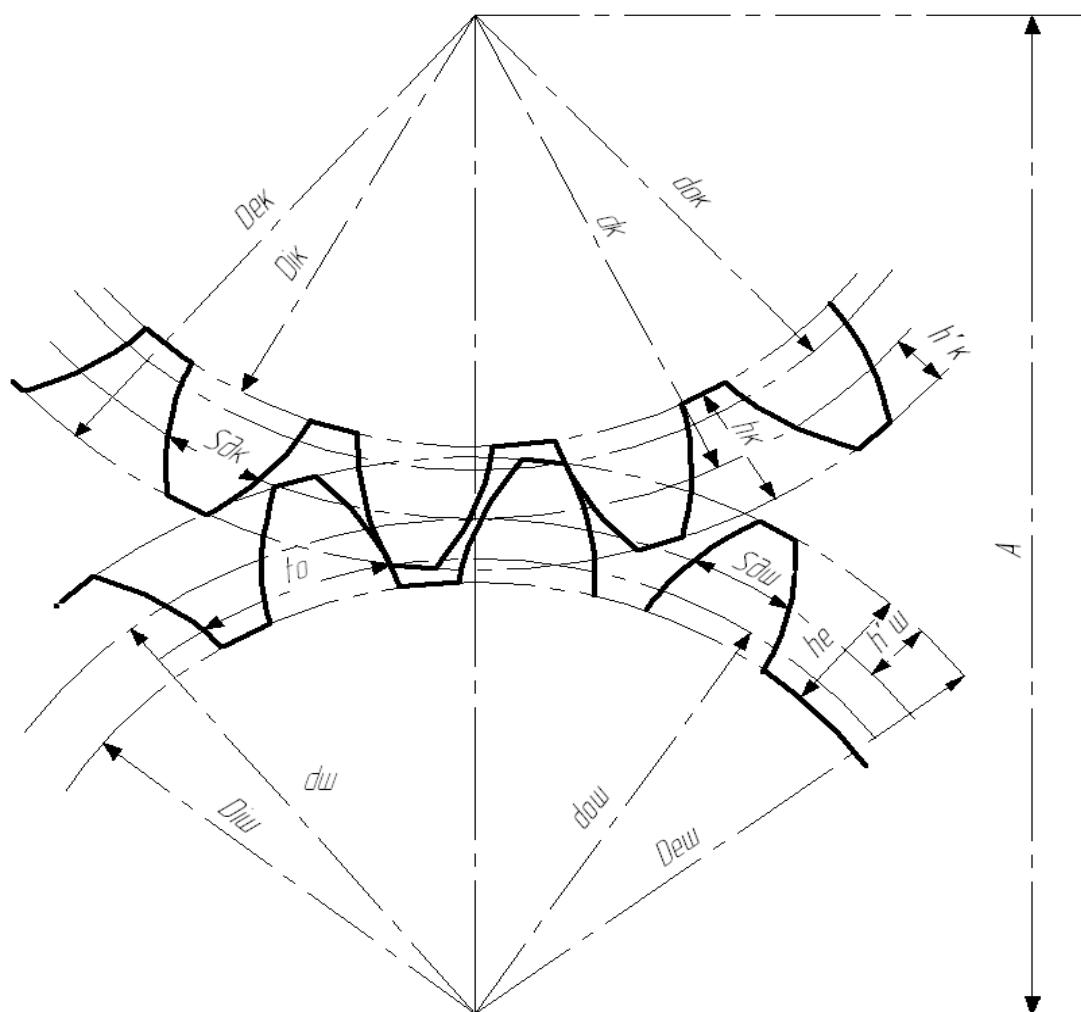


Рисунок 2.2 – Евольвентне зачеплення зубчастого колеса та шестерні

3 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Даний розділ дипломного проекту присвячено оцінці міцності зубчастої передачі та перевірка напружень у механізмі підвішування тягового електродвигуна.

3.1 Розрахунок зубів на міцність та злам

Зубчаста передача є механізмом, який експлуатується у важких умовах, тому саме до цього вузла при проектуванні висувають високий рівень вимог, пов'язаних з міцністю, надійністю та тривалим терміном служби.

Застосуємо основний метод розрахунку (метод В) [5], який включає в себе розрахунок на злам зубів та на втомлене вищерблення поверхні зубів тягової передачі.

Напруження в поверхневому шарі при розрахунку на втомлене вищерблення поверхні зубів косозубих коліс визначається за формулою

$$\sigma = \frac{8350(i+1)}{A_i} \sqrt{\frac{M_K \cdot K(i+1)}{b}}, \quad (3.1)$$

де A – централь, см;

i – передатне число;

b – ширина зубчатих коліс, см;

K – коефіцієнт, який враховує концентрацію навантаження по довжині зуба та динамічне навантаження, яке виникає в передачі;

M_K – обертальний момент на валу зубчастого колеса, кг·м

$$M_K = \frac{F \cdot D}{2}, \quad (3.2)$$

де F – дотична сила тяги осі електровоза, кгс;

D – діаметр колеса по колу катання, м.

Коефіцієнт K визначається як

$$K = K_d \cdot K_{\text{кц}}, \quad (3.3)$$

де K_d – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в передачі;

$K_{кц}$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію навантаження вздовж контактних ліній.

Згідно [5] K_d визначається за допомогою графічної залежності $K_d = K_d(v)$, що описується рівнянням

$$K_d = 1 + 0,025v, \quad (3.4)$$

де v – колова швидкість спряження зубчастих коліс, м/сек.

Колова швидкість зубчастих коліс визначається за формулою

$$v = v_e \frac{d_k}{3,6D}, \quad (3.5)$$

де v_e – швидкість електровоза, км/год;

d_k – діаметр початкового кола, м.

Підставивши числові значення $d_k=0,964$ м, $D=1,25$ м, в формулу (3.5) з подальшою підстановкою результату в (3.4) отримаємо

$$K_d = 1 + 0,00536v_e. \quad (3.6)$$

Коефіцієнт, що враховує концентрацію навантаження вздовж контактних ліній, обчислюється за формулою

$$K_{кц} = 1 + (\theta \cdot \delta - 1)(1 - \eta)\xi \quad (3.7)$$

де δ – коефіцієнт, що сукупно враховує початкову неповноту контакту сполучених зубів [5] приймаємо $\delta = 1,15$;

θ – коефіцієнт, що враховує початкову концентрацію навантаження, викликану взаємним перекосом сполучених зубчастих коліс через деформацію валів зубів та інших деталей передачі [5] приймаємо $\theta = 2,0$;

η – коефіцієнт, що характеризує ступінь рівномірності підведеного навантаження, згідно [5] приймаємо $\eta = 0,5$;

ξ – коефіцієнт, що залежить від твердості шестерні і різниці твердості шестерні і колеса [5], приймаємо $\xi = 0,92$;

$$K_{\kappa\lambda} = 1 + (2,0 \cdot 1,15 - 1)(1 - 0,5) \cdot 0,92 = 1,6.$$

Допустимі напруження в поверхневому шарі зубів

$$[\sigma]_{\text{пов}} = 310 HRC_{\text{min}} \cdot P, \quad (3.8)$$

де $HRC_{\text{min}} = 54$ – мінімальна твердість поверхонь зубів;

P – коефіцієнт, що враховує сукупність факторів, які впливають на межі контактної витривалості, розраховується за формулою

$$P = P_{\text{пов}} \cdot P_{\text{в'яз}} \cdot P_{\text{ц}} \cdot P_{\text{р}}, \quad (3.9)$$

де $P_{\text{пов}}$ – коефіцієнт, що враховує якість поверхонь зубів [5] приймаємо $P_{\text{пов}} = 1,1$;

$P_{\text{в'яз}}$ – коефіцієнт, що враховує в'язкість оливи (кінематична в'язкість оливи прийнята $\nu = 150$ ссм) [5], приймаємо $P_{\text{в'яз}} = 1,04$;

$P_{\text{ц}}$ – коефіцієнт, що враховує число циклів напружень [5], приймаємо $P_{\text{ц}} = 1$;

$P_{\text{р}} = P_{\text{р1}} \cdot P_{\text{р2}} = 1 \cdot 1 = 1$ – коефіцієнт, що враховує режим роботи передачі [5].

З урахуванням прийнятих числових значень коефіцієнтів, що входять у формулу (3.9), маємо

$$P = 1,1 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 1 = 1,14, \\ [\sigma]_{\text{пов}} = 310 \cdot 54 \cdot 1,14 = 19083 \text{ кг/см}^2.$$

Визначимо область допустимих значень сили тяги F однієї осі, яка відповідає задовільній розрахунковій контактній міцності зубів.

При умові $\sigma_{\text{пов}} = [\sigma]_{\text{пов}}$ з формули (3.1) отримаємо

$$M_{\kappa} \cdot K = \frac{[\sigma]_{\text{пов}}^2 \cdot A^2 \cdot i^2 \cdot b}{8350^2 \cdot (i + 1)^3}. \quad (3.10)$$

Далі, враховуючи формули (3.2), (3.3) і (3.6), після перетворень попередніх виразів приводимо до вигляду

$$[F](1 + 0,00536 v_e) = \frac{2[\sigma]_{\text{пов}}^2 \cdot A^2 \cdot i^2 \cdot b}{8350^2 \cdot (i+1)^3 \cdot D \cdot K_{\text{кц}}}, \quad (3.11)$$

де $[F]$ – гранично допустима сила тяги для заданої швидкості, при якій виконується умова достатньої контактної міцності.

Права частина рівності (3.11) дорівнює

$$\frac{2 \cdot 19083^2 \cdot 59,7^2 \cdot 4,19^2 \cdot 15}{8350^2 \cdot (4,19 + 1)^3 \cdot 1,25 \cdot 1,6} = 35066 \text{ кгс.}$$

Рівняння межі області допустимих значень сили тяги F залежно від швидкості v_e має вигляд

$$[F](1 + 0,00536 v_e) = 35066. \quad (3.12)$$

Рівняння (4.12) зображено на рисунку 3.1 в межах значень швидкості від $v_e = 0$ до $v_e = v_{\text{макс}} = 120$ км/год. На цьому ж рисунку нанесені точки, які відповідають F та v_e за характерним режимом роботи електровоза: при рушанні з місця і в номінальному годинному режимі.

Розрахунок на злам зубів косозубих коліс здійснюється за формулою

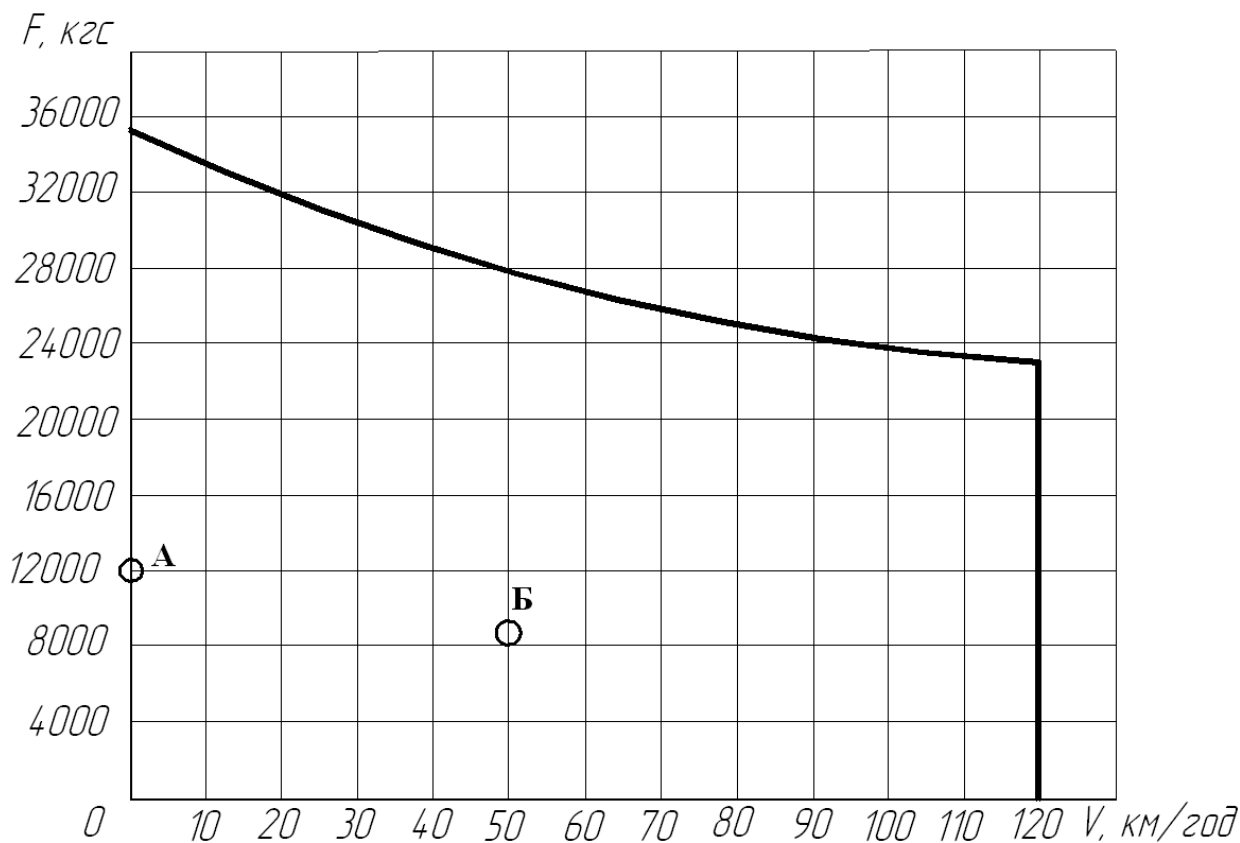
$$\sigma_{\text{н}} = \frac{100 \cdot M_{\text{к}} \cdot K(i+1) \sigma_0}{A i b (\xi \varepsilon_s \cos \alpha_s) m} \leq [\sigma], \quad (3.13)$$

де $\xi \varepsilon_s \cos \alpha_s = 1,2$ відповідно до [5];

m – модуль зачеплення, см;

σ_0 – коефіцієнт номінального напруження вигину для шестерні $\sigma_{\text{ош}} = 1,5$, для колеса $\sigma_{\text{ок}} = 2$ [5];

Допустимі напруження у випадку розрахунку на втомний злам зубів обчислимо за формулою [5]



А – сила тяги при русанні з місця, Б – сила тяги годинного режиму

Рисунок 3.1 – Область допустимих значень F в залежності від швидкості v_e за контактною міцністю поверхні зубів

$$[\sigma]_{\text{и}} = \frac{\sigma_{-1} P_{\text{ци}}}{K_{\sigma} \cdot q}, \quad (3.14)$$

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_{\text{в}} + 1200, \quad (3.15)$$

де σ_{-1} – межа втоми гладкого зразка на злам з симетричними циклами напружень [5];

$\sigma_{\text{в}}$ – межа міцності при розтягуванні матеріалу серцевини зубів, кг/см²;

$P_{\text{ци}}$ – коефіцієнт, що враховує число циклів напружень. У припущенні, що еквівалентне число циклів навантаження більше базового і для твердості серцевини зубів ≤ 350 HB приймаємо $P_{\text{ци}} = 1$ [5];

q – коефіцієнт безпеки при розрахунку зубів на злам, при твердості поверхні HB > 350 і в'язкою серцевині зубів приймаємо $q = 2,2$ [5];

K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень в основі зуба. Для коригованих зубчастих коліс ($\xi_n > 0,2$) з цементованими зубами $K_{\sigma} = 1,3$ [5].

З урахуванням вихідних даних і числових значень $P_{\text{цн}}$, q , K_{σ} маємо:

– для шестерні:

$$\sigma_{-1}^{\text{ш}} = 0,35 \cdot 9500 + 1200 = 4523 \text{ кг/см}^2,$$

$$[\sigma]_{\text{ш}}^{\text{ш}} = \frac{4523 \cdot 1}{1,3 \cdot 2,2} = 1581 \text{ кг/см}^2.$$

– для колеса:

$$\sigma_{-1}^{\text{к}} = 0,35 \cdot 8500 + 1200 = 4175 \text{ кг/см}^2,$$

$$[\sigma]_{\text{к}}^{\text{к}} = \frac{4175 \cdot 1}{1,3 \cdot 2,2} = 1462 \text{ кг/см}^2.$$

При умові $\sigma_{\text{ш}} = [\sigma]_{\text{ш}}$ з формули (3.13) аналогічно розрахунку на міцність поверхонь зубів отримаємо

$$[F](1 + 0,00536 v_{\epsilon}) = \frac{2A \cdot i \cdot b (\xi' \epsilon_s \cos \alpha_s) m}{100(i+1)D \cdot K_{\text{ц}}} \cdot \frac{[\sigma]_{\text{ш}}}{\sigma_0}. \quad (3.16)$$

Рівнянням (4.16) визначається межа області допустимих значень залежно від v_{ϵ} для обох сполучених коліс.

Так як коефіцієнт σ_0 , та всі інші величини, що входять у формулу (3.16), для обох коліс однакові то подальший розрахунок зубів на злам виконується тільки для шестерні

$$[F](1 + 0,00536 v_{\epsilon}) = \frac{2 \cdot 59,7 \cdot 4,19 \cdot 15 \cdot 1,2 \cdot 1,0}{100 \cdot (4,19 + 1) \cdot 1,25 \cdot 1,6} \cdot \frac{[\sigma]_{\text{ш}}^{\text{ш}}}{\sigma_{\text{ош}}},$$

$$[F](1 + 0,00536 v_{\epsilon}) = 8,68 \frac{[\sigma]_{\text{ш}}^{\text{ш}}}{\sigma_{\text{ош}}}. \quad (3.17)$$

З урахуванням того, що $[\sigma]_{\text{ш}}^{\text{ш}} = 1581 \text{ кг/см}^2$, $\sigma_{\text{ош}} = 1,5$ рівняння (3.17) приймає вигляд

$$[F](1 + 0,00536 v_{\text{е}}) = 9144 \quad (3.18)$$

Вираз (3.18) зображено на рисунку 3.1. Точка «А», що відповідає за пусковий режим, знаходиться у полі допустимих значень F залежно від $v_{\text{е}}$, тобто міцність зубів на злам втомного характеру при розрахунку за основним методом В достатня.

Згідно проведених розрахунків зубчаста передача в режимах рушання з місця і годинному задовольняє умовам достатньої міцності по поверхневому вищербленню і втомленому зламу.

3.2 Перевірка напружень у механізмі підвішування тягового електродвигуна

У розрахунку приймемо конструктивне виконання механізму підвішування тягового електродвигуна маятникового типу [1, 2], враховуючи його поширене застосування у сучасних тягових приводах першого класу.

Визначення жорсткості та геометричних параметрів гумових шайб, а також перевірку напружень у механізмі підвішування тягового електродвигуна будемо здійснювати за методикою викладеною в [6].

3.2.1 Визначення реакції на підвісці від дії тягового моменту.

Реакція на підвісці від дії тягового моменту визначається за формулою

$$R_{\text{Т}} = \frac{F_{\text{Т}} D}{2L_{\text{Д}}}, \quad (3.19)$$

де $F_{\text{Т}}$ – розрахункова сила тяги, кН, для електровоза змінного струму визначається як

$$F_{\text{Т}} = \left(0,294 + \frac{4,2}{50+6v} - 0,00063v \right) P_{\text{сц}}, \quad (3.20)$$

де v – швидкість у момент рушання, км/год; $v = 0$ км/год;

$P_{\text{сц}}$ – навантаження від осі на рейку, кН; $P_{\text{сц}} = 235$ кН;

$$F_T = \left(0,294 + \frac{4,2}{50 + 6 \cdot 0} - 0,00063 \cdot 0 \right) \cdot 235 = 88,83 \text{ кН.}$$

Підставивши усі необхідні значення у формулу (4.8) визначається значення реакції на підвісці від дії тягового моменту

$$R_T = \frac{88,83 \cdot 1,25}{2 \cdot 1,139} = 48,74 \text{ кН.}$$

3.2.2 Визначення величини попереднього натягу.

Величина попереднього натягу розраховується за формулою

$$P_{\Pi} = \frac{P_D}{2} + R_T, \quad (3.21)$$

де $\frac{P_D}{2}$ – половина ваги тягового двигуна, кН; визначається як

$$\frac{P_D}{2} = \frac{m_D g}{2}, \quad (3.22)$$

де m_D – маса тягового двигуна, кг;

g – прискорення вільного падіння, м / с².

$$\frac{P_D}{2} = \frac{4300 \cdot 9,81}{2 \cdot 1000} = 21,09 \text{ кН.}$$

Користуючись обчисленими значеннями формул (3.19) та (3.22) визначено величину попереднього натягу за формулою (3.21)

$$P_{\Pi} = 21,09 + 48,74 = 69,83 \text{ кН.}$$

3.2.3 Визначення відносної деформації стиснення шайб амортизатора.

Для умов роботи шайб амортизатора, якщо вони піддаються дії навантажень, що змінюються за асиметричним циклом, відносна деформація

ε при граничній величині стиснення $\Delta h_{\max}$ згідно [6] знаходиться в межах $\varepsilon = 0,1 \div 0,25$.

3.2.4 Визначення площі робочого перерізу шайби амортизатора.

Площа робочого перерізу шайби згідно [6] розраховується за формулою

$$S = 2 \frac{P_{\Pi}}{[\sigma]} (1 - \varepsilon), \quad (3.23)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження в шайбі амортизатора, згідно [6] знаходиться у межах $[\sigma] = (3 \div 5) \cdot 10^3$ кПа.

Визначення діапазону зміни площі робочого перерізу шайби:

$$S_{\min} = 2 \frac{69,83}{5000} (1 - 0,25) = 0,02095 \text{ м}^2;$$

$$S_{\max} = 2 \frac{69,83}{3000} (1 - 0,1) = 0,04190 \text{ м}^2.$$

3.2.5 Визначення внутрішнього і зовнішнього діаметрів шайби амортизатора.

Внутрішній діаметр шайби амортизатора можна визначити за формулою

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{б}} + (2 \div 5) \cdot 10^{-3}, \quad (3.24)$$

де $d_{\text{б}}$ – діаметр болта підвіски, згідно [6] приймається $d_{\text{б}} = 0,075$ м.

Визначення меж зміни внутрішнього діаметру шайби:

$$d_{\text{вн min}} = 0,075 + 2 \cdot 10^{-3} = 0,077 \text{ м};$$

$$d_{\text{вн max}} = 0,075 + 5 \cdot 10^{-3} = 0,080 \text{ м}.$$

Зовнішній діаметр шайби амортизатора визначається за формулою

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi} + d_{\text{вн}}^2}; \quad (3.25)$$

Визначення меж зміни зовнішнього діаметру шайби:

$$d_{\text{н min}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,02095}{3,14} + 0,077^2} = 0,181 \text{ м};$$

$$d_{\text{н max}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,04190}{3,14} + 0,080^2} = 0,244 \text{ м}.$$

3.2.6 Визначення висоти шайби амортизатора.

Висота шайби згідно [6] приймається з наступних меж $h_0 = 0,06 \div 0,09$ м. До розрахунку прийнято $h_{0 \text{ min}} = 0,06$ м та $h_{0 \text{ max}} = 0,09$ м.

3.2.7 Визначення величини попереднього стиснення.

Величина попереднього стиснення визначається за формулою

$$a = \frac{h_0 P_{\text{п}}}{E e S + P_{\text{п}}}, \quad (3.26)$$

де E – модуль пружності гуми, кПа. Приймається $E = 5000$ кПа згідно [6];

e – коефіцієнт форми для шайби при осьовому стисненні і повному зчепленні торців гумової шайби з металевими шайбами.

3.2.8 Розрахунок коефіцієнта форми для шайби при осьовому стисненні і повному зчепленні торців гумової шайби з металевими шайбами.

Коефіцієнт форми розраховується за формулою

$$e = 1 + 4,67 \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{вн}}}{4h_0}. \quad (3.27)$$

Визначення меж зміни коефіцієнта форми:

$$e_{\text{min}} = 1 + 4,67 \cdot \frac{0,181 - 0,080}{4 \cdot 0,09} = 2,31;$$

$$e_{\max} = 1 + 4,67 \cdot \frac{0,244 - 0,077}{4 \cdot 0,06} = 4,25.$$

Визначення меж зміни величини попереднього стиснення за формулою (3.26):

$$a_{\min} = \frac{0,06 \cdot 69,83}{5000 \cdot 4,25 \cdot 0,04190 + 69,83} = 0,00436 \text{ м};$$

$$a_{\max} = \frac{0,09 \cdot 69,83}{5000 \cdot 2,31 \cdot 0,02095 + 69,83} = 0,02016 \text{ м}.$$

3.2.9 Визначення жорсткості однієї шайби

Жорсткість однієї шайби визначається за формулою

$$\mathcal{K}_I = \mathcal{K}_{II} = \frac{P_{II}}{a}; \quad (3.28)$$

Визначення меж зміни величини жорсткості однієї шайби:

$$\mathcal{K}_{I \min} = \mathcal{K}_{II \min} = \frac{69,83}{0,02016} = 3463,79 \text{ кН/м};$$

$$\mathcal{K}_{I \max} = \mathcal{K}_{II \max} = \frac{69,83}{0,00436} = 16016,06 \text{ кН/м}.$$

3.2.10 Визначення жорсткості амортизатора.

Жорсткість амортизатора згідно [6] визначається за формулою

$$\mathcal{K} = 2 \mathcal{K}_I. \quad (3.29)$$

Визначення меж зміни величини жорсткості амортизатора:

$$\mathcal{K}_{\min} = 2 \cdot 3463,79 = 6927,58 \text{ кН/м};$$

$$\mathcal{K}_{\max} = 2 \cdot 16016,06 = 32032,12 \text{ кН/м}.$$

3.2.11 Визначення деформації верхньої і нижньої шайб амортизатора під робочим навантаженням.

Деформація верхньої і нижньої шайб під дією робочого навантаження визначається за формулами відповідно:

$$\Delta h_I = a - \Delta h_p, \quad (3.30)$$

$$\Delta h_{II} = a + \Delta h_p, \quad (3.31)$$

де Δh_p – деформація верхньої та нижньої шайб, м.

Величина деформації верхньої та нижньої шайб визначається за формулою

$$\Delta h_p = \frac{P_{II}}{жс}, \quad (3.32)$$

Визначення меж зміни величини деформації верхньої та нижньої шайб в залежності від величини жорсткості:

$$\Delta h_{p \min} = \frac{69,83}{32032,12} = 0,00218 \text{ м};$$

$$\Delta h_{p \max} = \frac{69,83}{6927,58} = 0,01008 \text{ м}.$$

Підставивши отримані значення з формули (3.32) у (3.30) та (3.31) отримаємо:

– для верхньої шайби:

$$\Delta h_{I \min} = 0,00436 - 0,01008 = -0,00572 \text{ м};$$

$$\Delta h_{I \max} = 0,02016 - 0,00218 = 0,01798 \text{ м}.$$

– для нижньої шайби:

$$\Delta h_{II \min} = 0,00436 + 0,00218 = 0,00654 \text{ м};$$

$$\Delta h_{II \max} = 0,02016 + 0,01008 = 0,03024 \text{ м.}$$

3.2.12 Визначення висоти верхньої і нижньої шайб амортизатора під робочим навантаженням.

Висоту верхньої і нижньої шайб під робочим навантаженням визначається з наступних співвідношень відповідно:

$$h_I = h_o - \Delta h_I, \quad (3.33)$$

$$h_{II} = h_o - \Delta h_{II}. \quad (3.34)$$

Визначення меж зміни величини висоти верхньої і нижньої шайб під робочим навантаженням:

— для верхньої шайби:

$$h_{I \min} = 0,06 - 0,01798 = 0,04202 \text{ м;}$$

$$h_{I \max} = 0,09 - (-0,00572) = 0,09572 \text{ м;}$$

— для нижньої шайби:

$$h_{II \min} = 0,06 - 0,03024 = 0,02976 \text{ м;}$$

$$h_{II \max} = 0,09 - 0,00654 = 0,08346 \text{ м.}$$

3.2.13 Визначення навантаження верхньої і нижньої шайб амортизатора.

Навантаження верхньої і нижньої шайб амортизатора визначимо за наступними формулами відповідно:

$$P_I = P_n - \mathcal{K}_I \Delta h_p, \quad (3.35)$$

$$P_{II} = P_n + \mathcal{K}_{II} \Delta h_p. \quad (3.36)$$

Визначення меж зміни величини навантаження верхньої і нижньої шайб амортизатора:

— для верхньої шайби:

$$P_{I \min} = 69,83 - 16016,06 \cdot 0,01008 = -91,61 \text{ кН};$$

$$P_{I \max} = 69,83 - 3463,79 \cdot 0,00218 = 62,28 \text{ кН};$$

– для нижньої шайби:

$$P_{II \min} = 69,83 + 3463,79 \cdot 0,00218 = 77,38 \text{ кН};$$

$$P_{II \max} = 69,83 + 16016,06 \cdot 0,01008 = 231,27 \text{ кН}.$$

3.2.14 Перевірка величини напруження, що діє в нижній шайбі.

Величина напруження, що діє в нижній шайбі повинна задовольняти наступну умову:

$$\sigma_{II} = Ee \frac{h_0 \Delta h_{II}}{(h_0 - \Delta h_{II})^2} \leq (3..5) \cdot 10^3. \quad (3.37)$$

Перевірка величини напруження, що діє в нижній шайбі, розрахованій за мінімальними параметрами:

$$\sigma_{II \min} = 5000 \cdot 2,31 \cdot \frac{0,06 \cdot 0,00654}{(0,06 - 0,00654)^2 \cdot 1000} = 1,59 \text{ кПа}.$$

Умова $\sigma_{II \min} \leq (3..5) \cdot 10^3 \text{ кПа}$ виконується.

Перевірка величини напруження, що діє в нижній шайбі, розрахованій за максимальними параметрами

$$\sigma_{II \max} = 5000 \cdot 4,25 \cdot \frac{0,09 \cdot 0,03024}{(0,09 - 0,03024)^2 \cdot 1000} = 16,19 \text{ кПа}.$$

Умова $\sigma_{II \max} \leq (3..5) \cdot 10^3 \text{ кПа}$ не виконується.

Приймаючи до уваги отримані значення напружень необхідно вибрати такі габарити та жорсткість гумових шайб амортизатора підвіски тягового електродвигуна, які забезпечать виконання умов.

В результаті аналізу були прийняті наступні параметри гумових шайб:

- внутрішній діаметр шайб амортизатора $d_{\text{вн}} = 0,08 \text{ м}$;
- зовнішній діаметр шайб амортизатора $d_{\text{н}} = 0,211 \text{ м}$;
- висота гумової шайби $h_0 = 0,08 \text{ м}$;
- жорсткість амортизатора $\mathcal{K} = 12661,84 \text{ кН/м}$.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

4 АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Під час руху на електровоз, як на механічну систему, діє велика кількість збурюючих факторів. Умовно їх можна розділити на зовнішні та внутрішні. До зовнішніх відносяться фактори, походження яких не залежить від властивостей локомотива, до внутрішніх – фактори, що обумовлені його властивостями. Зазначені фактори, як правило, діють під час руху локомотива одночасно, однак оскільки локомотив і, зокрема, тяговий привод являє собою динамічну систему з багатьма ступенями свободи, то результат впливу зазначених факторів проявляється по-різному.

Кожен з них викликає вимушені коливання динамічної системи, що залежать від співвідношення власної частоти коливань системи і частоти діючого збурення, амплітуди впливу і дисипативних властивостей системи.

Розрахуємо та проаналізуємо динамічні показники тягової передачі першого класу викликані хвилеподібним зносом поверхні рейок використавши методику викладену у [7]. Розрахункову схему тягової передачі покажемо на рисунку (рис. 4.1).

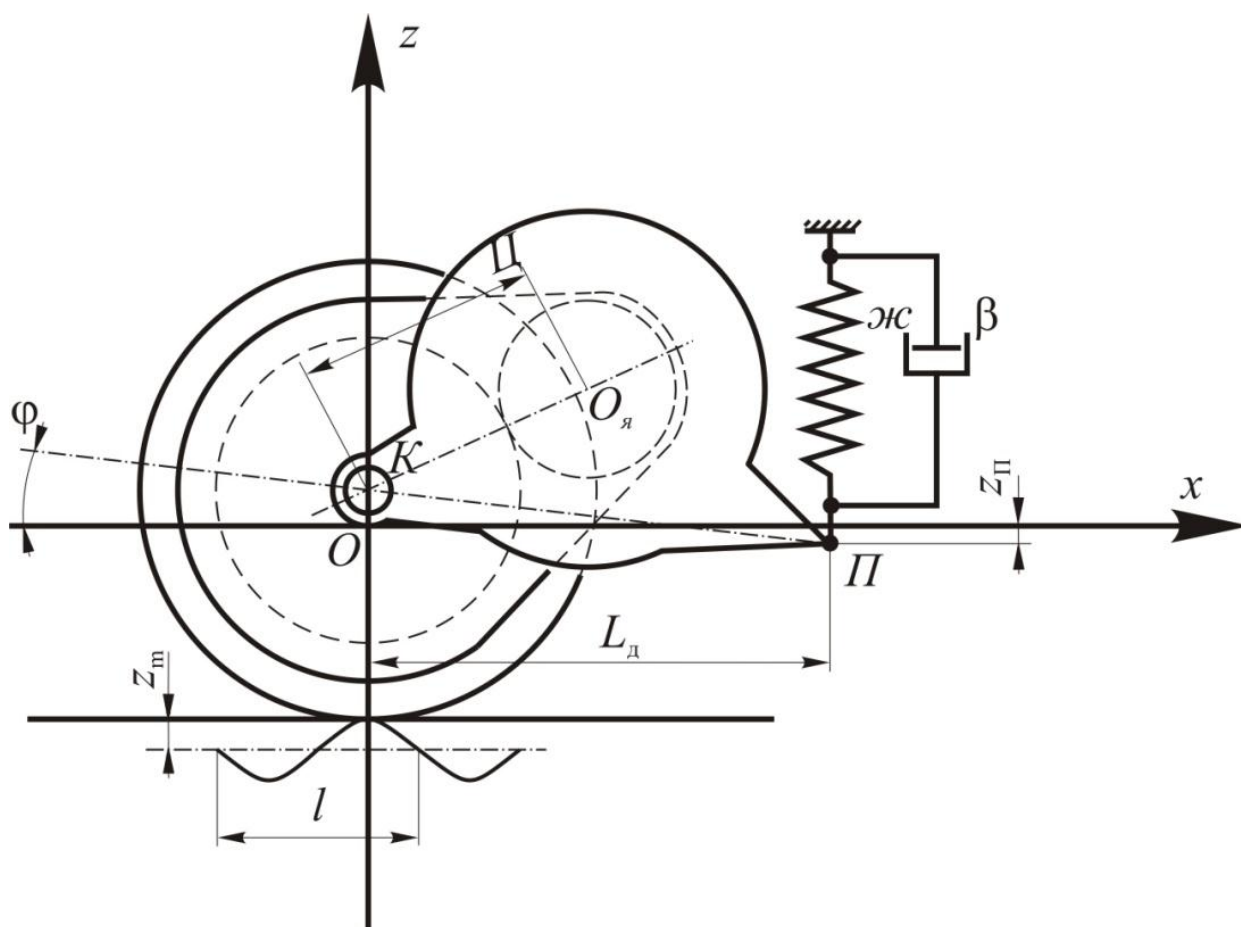


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема тягової передачі приводу першого класу

4.1 Визначення частоти вимушених коливань

Рівняння, що описує закон зміни координати z_k у будь-який момент часу виглядає як (рисунок 4.2)

$$z_k = z_m \sin \frac{2\pi x}{l}, \quad (4.1)$$

де l – довжина хвилі нерівності, м;

x – пройдений шлях, м.

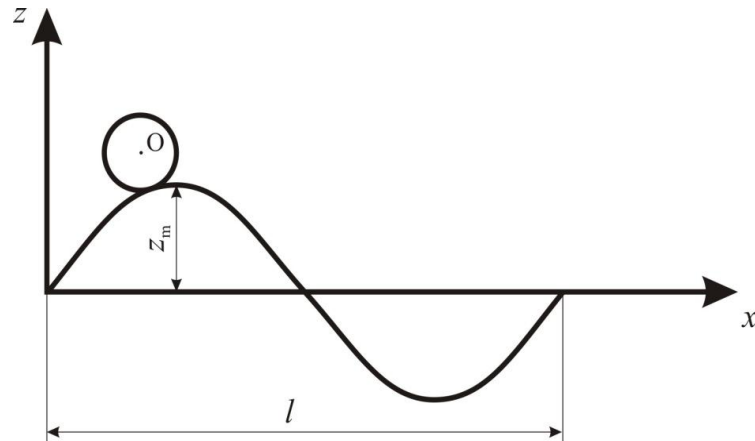


Рисунок 4.2 – Характер нерівності рейок

Враховуючи, що

$$x = vt, \quad (4.2)$$

де v – швидкість руху, м/с;

t – час руху, с;

$$z_k = z_m \sin \frac{2\pi vt}{l} = z_m \sin \omega t, \quad (4.3)$$

де ω – частота кінематичних збурень, рад/с

$$\omega = \frac{2\pi v}{l}, \quad (4.4)$$

Наведемо приклад розрахунку для $l = 0,5$ м, $v = 49,9$ км/год;

Підставивши значення з (4.2) до (4.1) отримаємо

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 49,9}{0,5 \cdot 3,6} = 174,18 \text{ рад/с.}$$

У даному розрахунковому виразі коефіцієнт 3,6 необхідний для переведення одиниць вимірювань км/год у м/с.

4.2 Визначення динамічних показників в точці зачеплення зубчастих коліс

4.2.1 Частота власних коливань остова тягового двигуна.

Частота власних коливань остова тягового двигуна обчислюється за формулою [7]

$$K = \sqrt{\frac{\mathcal{K} L_{\text{д}}^2}{J_{\text{д}}}}, \quad (4.5)$$

де $J_{\text{д}}$ – приведений момент інерції двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\mathcal{K}$ – жорсткість амортизатора, Н/м;

$L_{\text{д}}$ – база тягового електродвигуна, м.

4.2.2 Визначення приведенного моменту інерції двигуна.

Приведений момент інерції двигуна згідно розраховується за формулою [7]

$$J_{\text{д}} = m_{\text{д}} \cdot L^2 + J_{\text{я}} (1 + i)^2 + J_{\text{о}}, \quad (4.6)$$

де $m_{\text{д}}$ – маса двигуна, кг; $m_{\text{д}} = 4300 \text{ кг}$;

$J_{\text{я}}$ – момент інерції ротора відносно осі обертання двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$. Згідно [7] приймаємо $J_{\text{я}} = 70 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{\text{о}}$ – момент інерції корпусу відносно осі обертання двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$. Згідно [7] приймаємо $J_{\text{о}} = 2000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

$$J_{\text{д}} = 4610 \cdot (0,597)^2 + 70 \cdot (1 + 4,1905)^2 + 2000 = 5418 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Отримавши усі складові формули (4.5) визначено частоту власних коливань остова тягового двигуна

$$K = \sqrt{\frac{12661,84 \cdot 10^3 \cdot 1,139^2}{5418}} = 55,06 \text{ рад/с.}$$

4.2.3 Визначення швидкості резонансу.

Скориставшись умовою резонансу $\omega = K$ та формулою (4.1) отримаємо

$$K = 2\pi \frac{v_p}{3,6 \cdot l}, \quad (4.7)$$

де v_p – швидкість резонансу, км/год.

З виразу (4.7) шляхом визначимо та обчислимо значення v_p

$$v_p = \frac{3,6 K l}{2\pi}, \quad (4.8)$$

$$v_p = \frac{3,6 \cdot 55,06 \cdot 2}{2 \cdot \pi} = 63,09 \text{ км/год.}$$

4.2.4 Визначення відносної частоти коливань.

Відносна частота коливань згідно розраховується за формулою

$$v = \frac{\omega}{K}, \quad (4.9)$$

$$v = \frac{174,18}{55,06} = 3,16.$$

4.2.5 Визначення найбільшого кута відхилення остова при $v \rightarrow 0$.

$$\varphi_0 = \frac{z_m}{L_d}, \quad (4.10)$$

де z_m – амплітуда нерівностей рейки, м, прийmemo $z_m = 5,0 \cdot 10^{-4}$ м

$$\varphi_0 = \frac{5,0 \cdot 10^{-4}}{1,139} = 0,44 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

4.2.6 Визначення коефіцієнта динамічного підсилення амплітуди коливань остова тягового електродвигуна.

Коефіцієнт динамічного підсилення амплітуди коливань остова тягового електродвигуна визначається за формулою

$$\chi = \sqrt{\frac{1+Bv^2}{(1-v^2)^2 + Bv^2}}, \quad (4.11)$$

де B – коефіцієнт, що враховує конструктивні параметри тягової передачі.

4.2.7 Визначення коефіцієнта що враховує конструктивні параметри тягової передачі B

$$B = \frac{\beta^2 L_d^2}{J J_d}, \quad (4.12)$$

де β – параметр демпфірування амортизатора, кН·с/м, прийmemo $\beta = 60 \cdot 10^3$ кН·с/м

$$B = \frac{(60 \cdot 10^3)^2 \cdot 1,139^2}{12661,84 \cdot 10^3 \cdot 5418} = 0,068.$$

Після підстановки (4.12) у (4.11) отримаємо

$$\chi = \sqrt{\frac{1 + 0,068 \cdot 3,16^2}{(1 - 3,16^2)^2 + 0,068 \cdot 3,16^2}} = 0,14.$$

4.2.8 Визначення амплітуди кута поворотання остова.

Амплітуда кута поворотання остова тягового електродвигуна визначається за формулою

$$\varphi = \varphi_0 \chi, \quad (4.13)$$
$$\varphi = 0,0008 \cdot 2,015 = 0,001618.$$

4.2.25 Розрахунок динамічного зусилля в залежності від швидкості.

Динамічне зусилля згідно [7] визначається за допомогою формули

$$P_{ия} = \frac{2J_{я}}{d_{зш}} (1+i) \varphi \omega^2, \quad (4.14)$$

де $d_{зш}$ – діаметр ділительного кола шестерні, м.

$$P_{ия} = \frac{2 \cdot 70}{0,23} \cdot (1 + 4,1905) \cdot 0,63 \cdot 10^{-4} \cdot 174,18^2 = 6042,37 \text{ Н.}$$

4.2.10 Визначення граничних тягових зусиль в точці зачеплення зубів зубчастих коліс.

Розрахунок граничних тягових зусиль в точці зачеплення зубчастих коліс будемо здійснювати за формулою

$$F_{кдз} = \frac{F_{зч} D_{б}}{D_{зк}}, \quad (4.15)$$

де $F_{зч}$ – сила зчеплення колеса з рейкою, Н. Дану силу розрахуємо за формулою

$$F_{зч} = 9810 q_0 \psi_k, \quad (4.16)$$

де q_0 – маса, що припадає на вісь колісної пари, т.

ψ_k – розрахунковий коефіцієнт зчеплення, який можна розрахувати згідно виразу

$$\psi_k = 0,28 + \frac{3}{50 + 20v} - 0,0007v. \quad (4.17)$$

Для швидкості $v = 49,9$ км/год.

$$\psi_k = 0,28 + \frac{3}{50 + 20 \cdot 49,9} - 0,0007 \cdot 49,9 = 0,25$$

Приймаємо $q_0 = 24$ т.

$$F_{зч} = 9810 \cdot 24 \cdot 0,25 = 58860,00 \text{ Н.}$$

Підставивши у (4.15) необхідні значення отримаємо

$$F_{кдз} = \frac{58860,00 \cdot 1,25}{0,963} = 76401,87 \text{ Н.}$$

Значення частоти вимушених коливань ω , коефіцієнта динамічного підсилення амплітуди коливань остова тягового електродвигуна χ , кута повертання остова ϕ , значення динамічних та граничних тягових зусиль в точці зачеплення зубів зубчастих коліс при зміні: швидкості в межах $v = 0 \div 120$ км/год, довжини періоду нерівності рейки – $l = 0,5 \div 2,5$ м та амплітуді нерівності $z_m = (0,1 \div 1,5) \cdot 10^{-3}$ м визначимо аналогічно до наведеного вище прикладу розрахунку за допомогою спеціальної програми за допомогою електронної обчислювальної машини.

Результати розрахунку для значенні амплітуди нерівності рейки $z_m = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м та довжини нерівності $l = 0,5$ м зведемо до таблиці 4.1. Решту результатів розрахунків зведемо до таблиць А1, А2, А3, А4 та А5 (додаток А).

За результатами розрахунків побудуємо: амплітудно-частотну характеристику тягової передачі $\chi(v)$ (рисунок 4.3); на рисунках 4.4 та 4.5 – залежності амплітуди динамічних зусиль $P_{ия}(v)$ та граничної сили тяги $F_{кдз}(v)$.

Решта розрахунків зведені до таблиць А1, А2, А3, А4 та А5 (додаток А).

Таблиця 4.1 – Розрахунок амплітудно-частотної характеристики та амплітудних значень зусиль у зубчастому зачепленні при $z_m = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м та $l = 0,5$ м

v , км/год	ω , рад/с	ν	χ	φ , рад	$P_{ия}$, Н	$F_{кдз}$, Н
1	2	3	4	5	6	7
0	0	0	1	0,0000878	0	80050
2	6,981	0,1268	1,016	0,0000892	13,74	73440
4	13,96	0,2536	1,068	0,0000938	57,78	70700
6	20,94	0,3804	1,167	0,0001025	142	69090
8	27,93	0,5072	1,337	0,0001174	289,2	67970
10	34,91	0,634	1,633	0,0001434	552,1	67100
12	41,89	0,7608	2,189	0,0001922	1066	66380
14	48,87	0,8876	3,268	0,0002869	2165	65760
16	55,85	1,014	3,885	0,0003411	3362	65200
18	62,83	1,141	2,459	0,0002159	2693	64680
20	69,81	1,268	1,522	0,0001337	2058	64200
22	76,79	1,395	1,051	0,0000922	1719	63740
24	83,78	1,522	0,7832	0,0000688	1525	63300
26	90,76	1,648	0,615	0,0000540	1405	62880
28	97,74	1,775	0,5008	0,0000440	1327	62470
30	104,7	1,902	0,4191	0,0000368	1275	62070
32	111,7	2,029	0,358	0,0000314	1239	61670
34	118,7	2,156	0,311	0,0000273	1215	61290
36	125,7	2,282	0,2738	0,0000240	1199	60910
38	132,6	2,409	0,2438	0,0000214	1190	60530
40	139,6	2,536	0,2192	0,0000192	1185	60160
42	146,6	2,663	0,1987	0,0000174	1184	59790
44	153,6	2,789	0,1813	0,0000159	1187	59430
46	160,6	2,916	0,1666	0,0000146	1191	59070
48	167,6	3,043	0,1539	0,0000135	1198	58710
50	174,5	3,17	0,1428	0,0000125	1207	58360
52	181,5	3,297	0,1332	0,0000117	1217	58000
54	188,5	3,423	0,1246	0,0000109	1228	57650

продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
56	195,5	3,55	0,1171	0,0000103	1241	57300
58	202,5	3,677	0,1104	0,0000097	1255	56950
60	209,4	3,804	0,1043	0,0000092	1269	56600
62	216,4	3,931	0,09888	0,0000087	1285	56250
64	223,4	4,057	0,09396	0,0000082	1301	55910
66	230,4	4,184	0,08949	0,0000079	1318	55560
68	237,4	4,311	0,08541	0,0000075	1335	55220
70	244,3	4,438	0,08168	0,0000072	1353	54870
72	251,3	4,565	0,07826	0,0000069	1371	54530
74	258,3	4,691	0,07511	0,0000066	1390	54190
76	265,3	4,818	0,07219	0,0000063	1409	53850
78	272,3	4,945	0,0695	0,0000061	1429	53510
80	279,3	5,072	0,06699	0,0000059	1449	53170
82	286,2	5,199	0,06466	0,0000057	1470	52830
84	293,2	5,325	0,06249	0,0000055	1490	52490
86	300,2	5,452	0,06046	0,0000053	1511	52150
88	307,2	5,579	0,05855	0,0000051	1533	51810
90	314,2	5,706	0,05677	0,0000050	1554	51470
92	321,1	5,833	0,05509	0,0000048	1576	51130
94	328,1	5,959	0,05351	0,0000047	1598	50800
96	335,1	6,086	0,05202	0,0000046	1620	50460
98	342,1	6,213	0,05061	0,0000044	1643	50120
100	349,1	6,34	0,04927	0,0000043	1665	49790
102	356	6,467	0,04801	0,0000042	1688	49450
104	363	6,593	0,04681	0,0000041	1711	49110
106	370	6,72	0,04567	0,0000040	1734	48780
108	377	6,847	0,04459	0,0000039	1758	48440
110	384	6,974	0,04356	0,0000038	1781	48110
112	391	7,101	0,04257	0,0000037	1805	47770
114	397,9	7,227	0,04163	0,0000037	1829	47440
116	404,9	7,354	0,04073	0,0000036	1853	47100

продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
118	411,9	7,481	0,03988	0,0000035	1877	46770
120	418,9	7,608	0,03905	0,0000034	1901	46430

За результатами розрахунків побудовані: на рисунку 4.3 – амплітудно-частотна характеристика тягової передачі $\chi(v)$; на рисунках 4.4 та 4.5 – залежності амплітуди динамічних зусиль $P_{ия}(v)$ та граничної сили тяги $F_{кдз}(v)$.

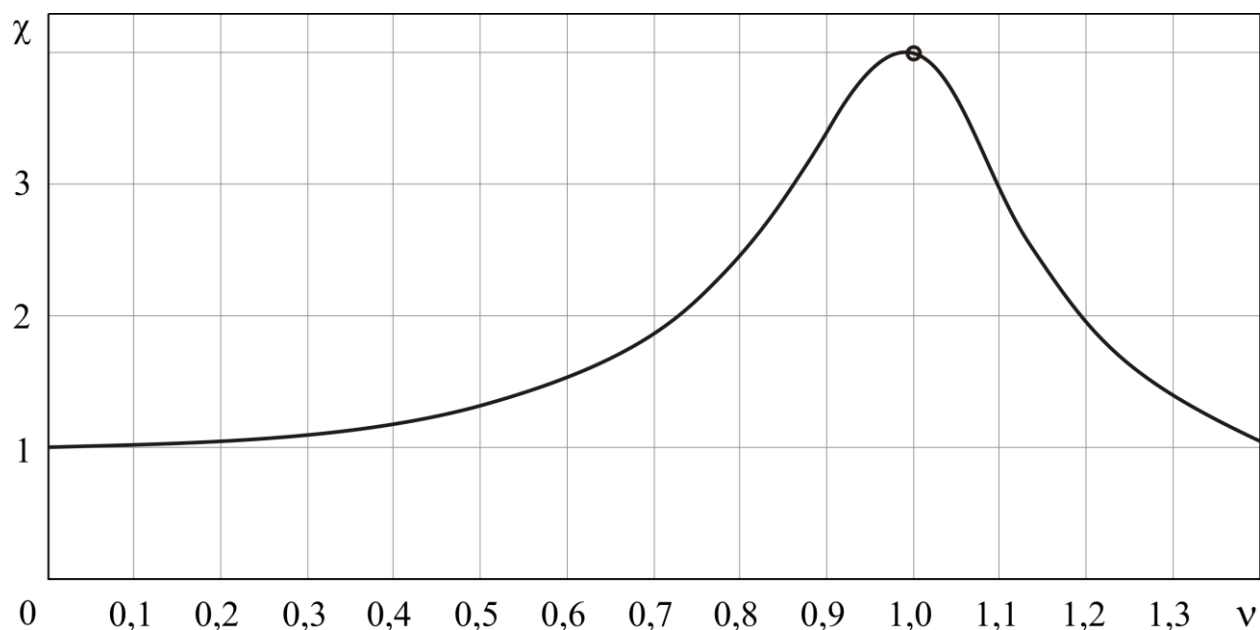


Рисунок 4.3 – Амплітудно-частотна характеристика тягової передачі

З амплітудно-частотної характеристики $\chi(v)$ видно, що зміна значень довжини хвилі нерівності та амплітуди нерівності рейкової колії не впливає на величину коефіцієнта динамічного підсилення даної тягової передачі, що можна спостерігати на рис. 4.3. Крива $\chi(v)$ досягає максимуму у точці резонансу, після чого має спадаючий характер.

В результаті аналізу графіків залежностей амплітудних значень сили інерції якоря від швидкості $P_{ия}(v)$ та сили тяги у зубчастому зачепленні від швидкості $F_{кдз}(v)$ (рис. 4.4 та 4.5) можна зробити висновок, що при збільшенні величини амплітуди нерівності рейки збільшується максимальне значення $P_{ия}$ та наближається до зони, обмеженої кривою $F_{кдз}(v)$. При мінімальному і максимальному значеннях довжини нерівності рейки та максимальній амплітуді нерівності крива $P_{ия}(v)$ знаходиться нижче характеристики $F_{кдз}(v)$ у всьому діапазоні зміни швидкості. Це, з високою

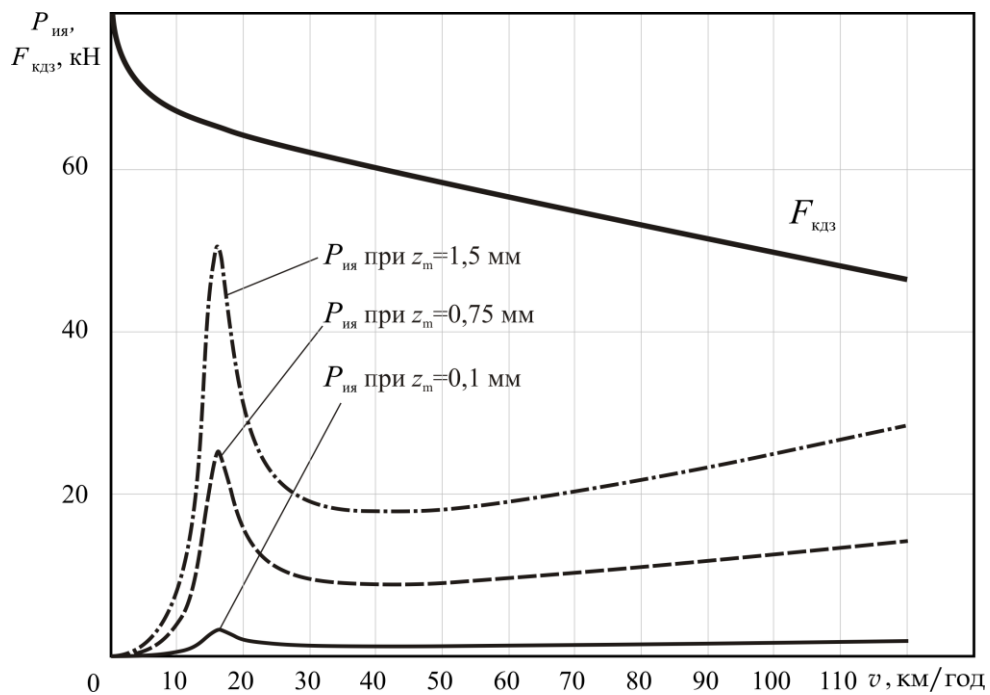


Рисунок 4.4 – Графік залежності амплітудних значень сили інерції якоря від швидкості $P_{ия}(v)$ та сили тяги у зубчатому зачепленні від швидкості $F_{кдз}(v)$ при зміні значень амплітуди нерівності рейки z_m та довжині нерівності $l = 0,5$ м

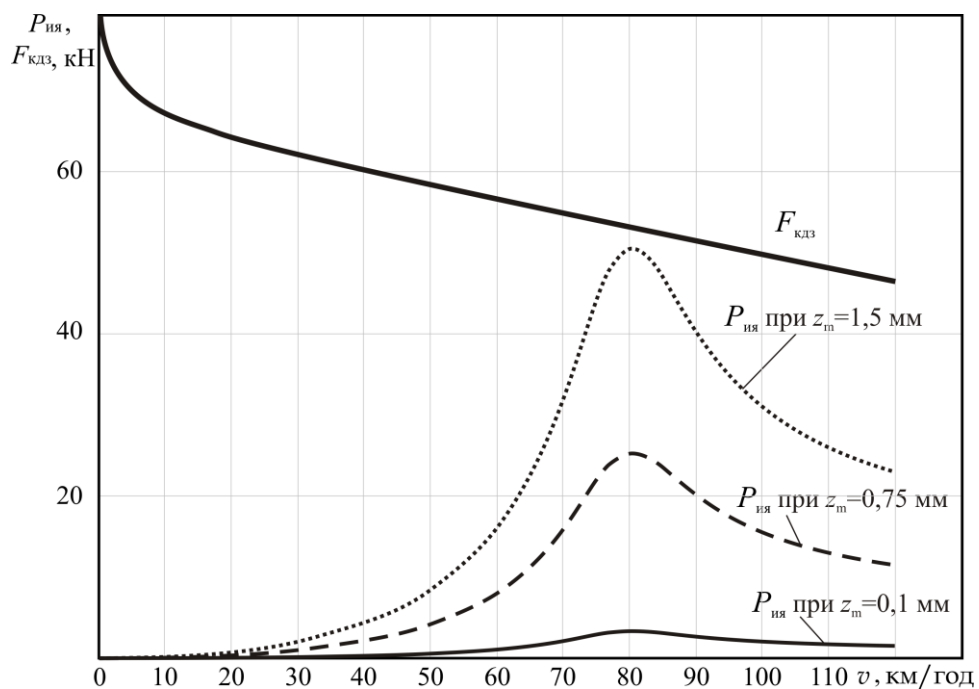


Рисунок 4.5 – Графік залежності амплітудних значень сили інерції якоря від швидкості $P_{ия}(v)$ та сили тяги у зубчатому зачепленні від швидкості $F_{кдз}(v)$ при зміні значень амплітуди нерівності рейки z_m та довжині нерівності $l = 2,5$ м

ймовірністю, свідчить про те, що для розрахованого тягового приводу вантажного локомотива зачеплення зубчастих коліс буде відбуватися безвідривно.

Тому на підставі проведеного аналізу можна зробити висновок, що спроектована тягова передача буде працювати нормально на ділянках залізничної колії з показниками амплітуди нерівності $z_m \leq 1,5 \cdot 10^{-3}$ м та довжиною нерівності $l \leq 2,5$ м.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

ВИСНОВОК

У даному дипломному проекті були розглянуті та проаналізовані різновиди компоновальних схем та конструкційні особливості тягових передач вантажних локомотивів, а також умови їх роботи, після чого до розрахунку було прийнято двосторонню косозубу передачу. У другому розділі проведено розрахунок геометричних параметрів зубчастої передачі з використанням висотної корекції. На основі визначених геометричних параметрів тягової передачі було проведено розрахунок зубів на міцність, який показав, що спроектована передача відповідає вимогам міцності.

Аналіз динамічних показників спроектованої тягової передачі показав, що вона буде працювати нормально на ділянках залізничної колії з показниками амплітуди нерівності $z_m \leq 1,5 \cdot 10^{-3}$ м та довжиною нерівності колії $l \leq 2,5$ м.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 Бирюков И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. [Текст] / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986. – 256 с.

2 Бирюков И. В. Механическая часть тягового подвижного состава. [Текст] / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.

3 Шацилло А. А. Тяговый привод электроподвижного состава. [Текст] / А. А. Шацилло – М.: Трансжелдориздат, 1961. – 222 с.

4 Калихович В. Н. Тяговые приводы локомотивов (Устройство, обслуживание, ремонт) [Текст] / В. Н. Калихович – М.: Транспорт, 1983. – 111 с.

5 Кистьян Я. Г. ЦНИИТМАШ. Методика расчета зубчатых зацеплений на прочность. [Текст] / Я. Г. Кистьян – М. Машгиз, 1963. – 244 с.

6 Рамлов В.А. Механическая часть ЭПС: задание на курсовую работу с методическими указаниями [Текст] / В.А. Рамлов. – М.: ВЗИИТ, 1992. – 36 с.

7 Розрахунок основних параметрів та амплітудно-частотних характеристик тягової передачі приводу першого класу [Текст]: Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Тягові передачі рухомого складу» / уклад.: Ю. В. Михайленко, С. М. Голік; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2012. – 38 с.