

Ім'я користувача:
Олена Бондаренко

ID перевірки:
1011607916

Дата перевірки:
18.06.2022 09:45:53 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
18.06.2022 09:46:14 EEST

ID користувача:
100005535

Назва документа: Ver_Melkovskyi_Vladyslav_Dmytrovich_ET19120

Кількість сторінок: 40 Кількість слів: 5961 Кількість символів: 44311 Розмір файлу: 1.85 MB ID файлу: 1011476409

10.3% Схожість

Найбільша схожість: 4.23% з джерелом з Бібліотеки (ID файлу: 1009650782)

7.06% Джерела з Інтернету

125

Сторінка 42

9.13% Джерела з Бібліотеки

161

Сторінка 43

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнене

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнене

0% Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи

314

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій
Факультет «Управління енергетичними процесами»
Кафедра «Електрорухомий склад залізниць»

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри

Афанасов А.М.

(підпис)

(ПІБ)

20 __ р. _____ « ____ »

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи бакалавра

на тему: «Проект тягової передачі першого класу»
за освітньою програмою: «Електричний транспорт»
зі спеціальності: «141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»
Виконав: студент групи «ЕТ19120»

Керівник:

(підпис студента)

/Владислав Мелковський/

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

/Сергій Голік/

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:

(підпис)

/Сергій Голік/

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Консультант:

(назва розділу)

(підпис)

//

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Vladyslav Melkovskyi /

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

Студент

(підпис)

Дніпро – 2022 рік

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

Faculty «Energy Process Control»
Department «Electric rolling stock»

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic: « Traction transmission project of the first class»

according to educational curriculum «Electrical Transport»

in the Speciality: «141 Electrical energetics, electrical engineering and electromechanics»

Done by the student of the group ET19120: / Vladyslav Melkovskyi /

Scientific Supervisor: / Serhii Holik /

Normative controller: / Serhii Holik /

Supervisor

(Chapter title heading)

(position, name, surname)

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри

_____ А.М. Афанасов

" ____ " _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

до дипломної роботи на здобуття освітнього ступеня «бакалавр»

Студента групи ET19120

Владислава МЕЛКОВСЬКОГО

(П. І. Б.)

1 Тема дипломної роботи: _____

Проект тягової передачі першого класу

затверджена наказом по університету № 85ст від «10» грудня 2021 р.

2 Термін подання студентом закінченої роботи: «05» червня 2022 р.

3 Вихідні дані до дипломної роботи: _____

1) потужність номінального режиму на валу тягового електродвигуна – 750 кВт;

2) швидкість номінального режиму – 51,0 км/год;

3) діаметр коліс по колу кочення – 1250 мм;

4) конструкційна швидкість 110 км/год.

4 Розділи дипломної роботи та терміни виконання.

Назва розділу дипломної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %	Кількість ілюстрацій	Рекомендована літ-ра
Вступ	10-13.02	5		
1 Вибір компоновальної схеми тягової передачі	14.02-24.02	20	1	1–4
2 Розрахунок зубчастих коліс	25.02-10.04	40	5	1, 4, 7
3 Аналіз динамічних показників тягової передачі	11.04-15.05	25	2	1–5
Висновок	16-22.05	5		
Оформлення	23.05-05.06	5		
		5		
		5		

5 Рекомендована література

- 1 Бирюков И.В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, Е.К. Рыбников. – М.: Транспорт, 1986.
- 2 Бирюков И.В. Механическая часть тягового подвижного состава. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак. – М.: Транспорт, 1992.
- 3 Калихович В.Н. Тяговые приводы локомотивов (Устройство, обслуживание, ремонт) – М.: Транспорт, 1983.
- 4 Шацилло А.А. Тяговый привод электроподвижного состава. [Текст] – М.: Трансжелдориздат, 1961.
- 5 Кистьян Я.Г. ЦНИИТМАШ. Методика расчета зубчатых зацеплений на прочность. – М. Машгиз, 1963.
- 6 Рамлов В.А. Механическая часть ЭПС: задание на курсовую работу с методическими указаниями / В.А. Рамлов. – М.: ВЗИИТ, 1992.
- 7 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: « 10 » лютого 2022 р.

Керівник дипломної роботи:

(підпис) Сергій ГОЛІК
(П. І. Б.)

Консультант:

(підпис) (П. І. Б.)

Завдання прийняв до виконання:

(підпис) Владислав МЕЛКОВСЬКИЙ
(П. І. Б.)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи на тему «Проект тягової передачі першого класу» складається з 49 сторінок, 9 рисунків, 2 таблиць та 10 джерел літератури.

Об'єкт розробки – проект тягової передачі першого класу.

Мета роботи – вибір компоновальної схеми передачі, визначення основних технічних характеристик та розмірів вузлів передачі. Визначення динамічних характеристик передачі.

Метод проектування – аналіз типів тягових передач першого класу та прийняття до розрахунку доцільного з подальшим розрахунком показників даного типу передачі на основі вхідних даних. Визначення динамічних характеристик передачі під час руху на певних швидкостях.

Ключові слова: КОМПУНУВАЛЬНА СХЕМА, ЗУБЧАСТЕ КОЛЕСО, ЗУБЧАСТА ШЕСТИРНЯ, ПЕРЕДАТНЕ ЧИСЛО, ЦЕНТРАЛЬ, МАЯТНИКОВЕ ПІДВІШУВАННЯ, ГУМОВИЙ АМОРТИЗАТОР, ДИНАМІЧНЕ ПІДСИЛЕННЯ, ВІДХИЛЕННЯ ОСТОВА, РЕЗОНАНСНА ШВИДКІСТЬ

Зміст

Вступ.....	6
1 Вибір компоновальної схеми тягової передачі	7
2 Розрахунок зубчастих коліс	11
2.1 Попередня оцінка діаметра ділительного кола зубчастого колеса тягиової передачі	11
2.2 Визначення передаточного числа тягової передачі.....	12
2.3 Визначення геометричних розмірів зубчастих коліс	14
2.4 Вписування елементів тягової передачі в габарити централі	18
2.5 Визначення розмірів гумових шайб амортизатора підвіски тягового двигуна	21
2.6 Розрахунок жорсткості і міцності амортизатора	24
2.7 Визначення висоти та напруження гумових шайб під робочим навантаженням	26
3 Аналіз динамічних показників тягової передачі	28
3.1 Розрахунок динамічних зусиль в зубчастій передачі.....	28
3.2 Визначення тягового зусилля в зубчатому зчепленні	35
Висновки.....	38
Перелік посилань.....	39
Список демонстраційних робіт	40
Додаток А Демонстраційні матеріали до захисту дипломної роботи «Проект тягиової передачі першого класу».....	41

ВСТУП

Залізничні перевезення є невід’ємною частиною сучасної економіки України. Всі важливі інфраструктурні, промислові та енергетичні об’єкти країни зв’язані між собою залізницею. Поїзди доставляють вантажі та тару по всій країні. Всі вони приводяться в рух вантажними локомотивами з приводом певної конструкції.

Сучасні процеси перевезення спираються на виконання графіків та економічну раціональність перевезень. Що в свою чергу повинно забезпечуватися безвідмовною роботою всіх вузлів тягового рухомого складу. Раптові несправності тягового привода призводять до зниження швидкості руху, а у деяких випадках до повної зупинки поїзда, що спричиняє порушення графіка руху та завдає суттєвих збитків.

Одним з тягових приводів, який широко використовується на вантажних локомотивах АТ «Укрзалізниця» є привод першого класу. Конструктивно він складається з електродвигуна та зубчастої передачі, яка передає тяговий момент до колісної пари, що разом з рейками утворює рушій [1]. Даний клас передач розрахований на жорсткі умови експлуатації і має хороші експлуатаційні характеристики за швидкостей руху, які не перевищують 100...110 км/год [1]. Все це разом з простотою конструкції, а відповідно й низькою вартістю виготовлення та обслуговування робить тягові передачі з моторно-осьовим підвішуванням привабливими для Українських залізниць на даний час.

Метою даної кваліфікаційної роботи є розробка проекту тягової передачі першого класу. Для цього передбачається здійснити розрахунок основних геометричних параметрів зубчастих коліс, розрахувати параметри амортизатора пружного механізму підвішування тягового електродвигуна до рами візка та розрахувати динамічні показники привода.

1 ВИБІР КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Тягова передача дуже відповідальний вузол, її несправність може привести до зниження швидкості локомотива або до повної зупинки. Цей вузол працює у жорстких кліматичних та експлуатаційних умовах і вимагає більшої уваги ніж зубчасті передачі в інших галузях. Передача повинна бути надійною, економічно придатною до виробництва та забезпечувати ефективне передатне число під задачі, що поставлено для локомотива. Передачі першого класу широко застосовують на вантажних або вантажо-пасажирських локомотивах. Вони конструктивно простіші ніж передачі другого та третього класів та за швидкості руху, що не перевищує 100 км/год володіють високою надійністю. Також слід відмітити простоту їх обслуговування.

Конструкція передачі першого класу повинна забезпечувати:

- високу надійність;
- легкість виготовлення;
- простоту обслуговування;
- можливість забезпечити максимальний передатний момент.

Але має такі недоліки:

- велика не амортизована маса двигуна, яка викликає підвищену динамічну дію на верхню будову колії та колісну пару;
- великі вібраційні впливи на двигун та тяговий редуктор;
- втрата постійності зачеплення у передачі в наслідок динамічних навантажень та зносу осьових підшипників.

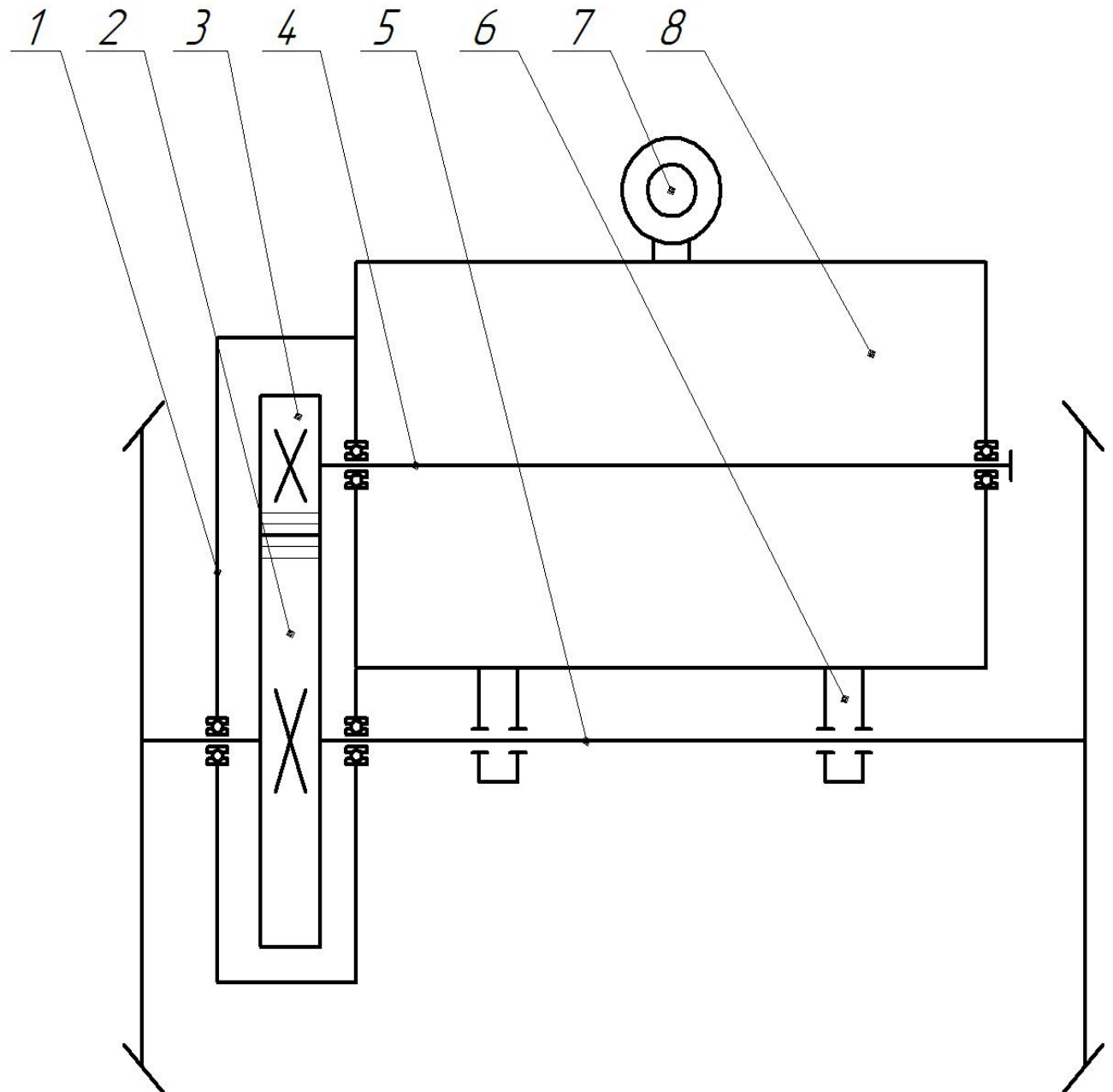
Тягові передачі першого класу поділяють на два типи – з одностороннім розміщенням редуктора (рисунк 1.1), як правило з прямозубим набором зубчастих коліс в редукторі та двостороннім розміщенням редукторів (рисунк 1.2), як правило з косозубим набором зубчастих коліс у редукторах. Обидва типи мають недоліки та переваги.

Розглянемо передачі з одностороннім розташуванням тягового редуктора (див. рис. 1.1). Вони найчастіше застосовуються на тепловозах, та рухомому

складі з тяговими двигунами малої потужності – як правило до 300 кВт.

Переваги такого типу передачі:

- менша кількість деталей;
- простота виготовлення;
- відносно великий простір для розміщення двигуна.

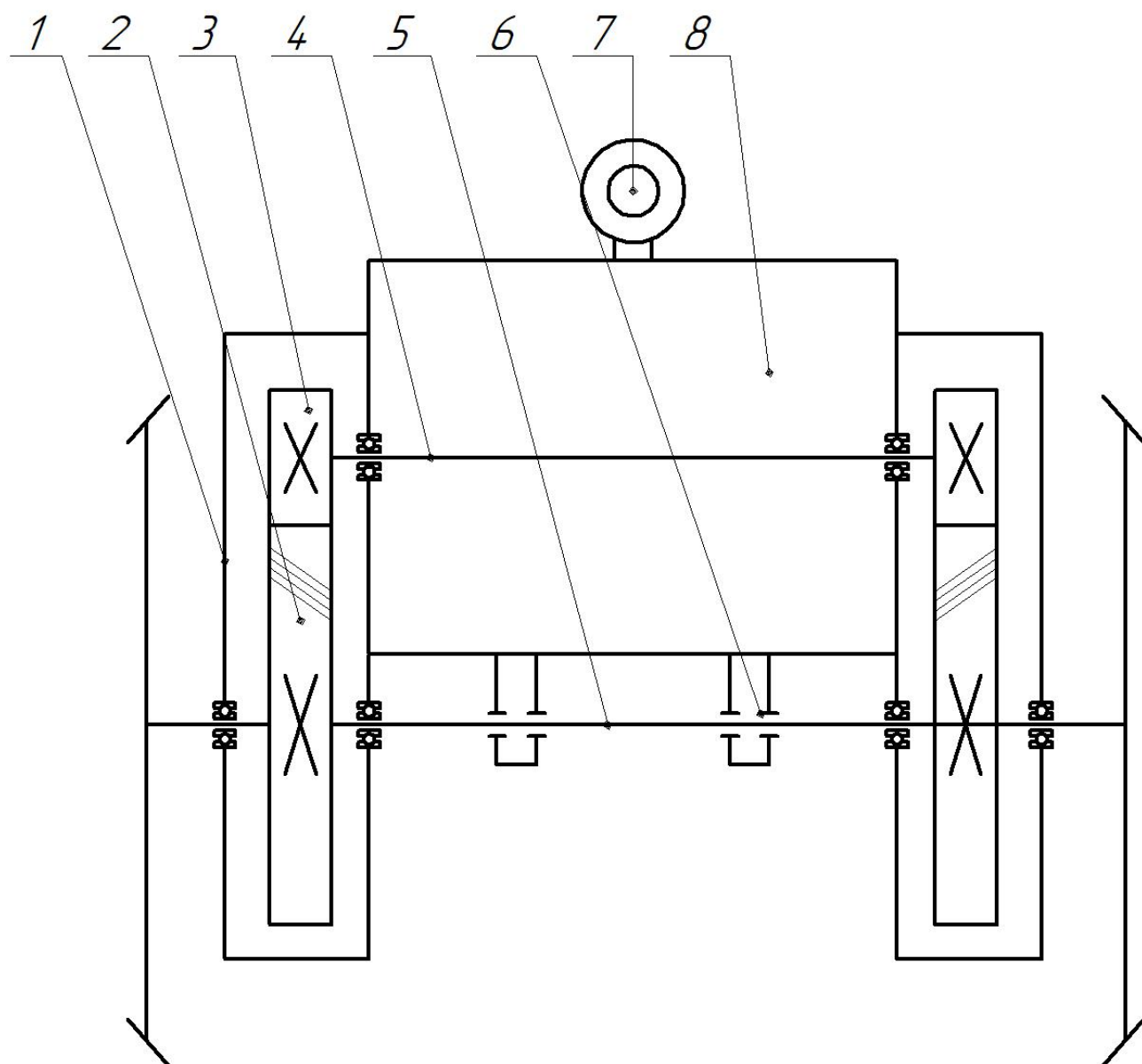


1 – захисний кожух, 2 – зубчасте колесо, 3 – зубчаста шестерня, 4 – вал ротора тягового двигуна, 5 – вісь колісної пари, 6 – моторно-осьовий підшипник, 7 – колискове підвішування, 8 – тяговий двигун

Рисунок 1.1 – Схема тягової передачі першого класу з одностороннім розташуванням тягового редуктора

До недоліків відносяться:

- мала потужність, що передається;
- дія розпірної сили, яка викликає нерівномірний знос вкладок моторно-осьових підшипників та згинальний момент на валу якоря двигуна. Що в свою чергу викликає перекіс тягового двигуна відносно осі колісної пари та зменшення зони контакту зубів колеса та шестерні зі збільшенням зносу зубів у передачі.



1 – захисний кожух, 2 – зубчасте колесо, 3 – зубчаста шестерня, 4 – вал ротора тягового двигуна, 5 – вісь колісної пари, 6 – моторно-осьовий підшипник, 7 – коліскове підвішування, 8 – тяговий двигун

Рисунок 1.2 – Схема тягової передачі першого класу з двостороннім розташуванням тягових редукторів

Тепер розглянемо передачу з двостороннім розташуванням редукторів (див. рис. 1.2). Вони застосовуються здебільш на вантажних електровозах з тяговими двигунами високої потужності, як правило більше за 300 кВт. Цими передачами обладнуються вантажні електровози серії ВЛ, а саме ВЛ22м, ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11, ВЛ60, ВЛ80, ВЛ82м [2 с 60-61 , 3 с 106-107].

До переваг віднесемо:

- центрування ротора тягового двигуна за рахунок нахилу зубів шестерень;
- рівномірний знос опорно-осьових підшипників та підшипників якоря двигуна;
- зменшене навантаження на одне зубчасте зачеплення;
- можливість отримання більшого передатного числа. За рахунок зменшення діаметра валу якоря тягового двигуна, яке веде до зменшення товщини зубчастої шестерні.

Як недоліки слід відмітити:

- зменшення габаритів для тягового двигуна;
- нерівномірний знос шестерень. Шестерні з лівим нахилом зубів, тобто зі сторони колектору двигуна, зношуються менше ніж шестерня з правим нахилом зубів [3, с 21-22].

Взявши до уваги наведені переваги та недоліки обох компоновальних схем привода приймемо двосторонню косозубу передачу для подальших розрахунків.

2 РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

2.1 Попередня оцінка діаметра ділильного кола зубчастого колеса тягової передачі

Вхідні данні:

Номінальна потужність тягового двигуна P_H 750 кВт;

Швидкість номінального режиму V_H 51,0 км/год;

Конструкційна швидкість V_K 110,0 км/год;

Діаметр бандажа колісної пари по колу кочення D_K 1250 мм;

Основним параметром тягової передачі є передатне число μ [1]:

$$\mu = \frac{z_K}{z_{ш}} \quad (2.1)$$

де z_K – кількість зубців зубчастого колеса;

$z_{ш}$ – кількість зубців зубчастої шестерні;

Для отримання найбільшого значення передатного числа μ значення z_K повинне бути найбільшим, а значення $z_{ш}$ найменшими.

Розрахунки почнемо з визначення діаметра ділильного кола зубчастого колеса $D_{дк}$. Відповідно [1] – найбільше значення діаметра ділильного кола $D_{дк}$ визначається кругом кочення колісної пари D_K та не може виходити за межі габариту нижніх обрисів рухомого складу до рівня лінії голівок рейок:

$$D_{дк} = D_K - 2(\Delta + \delta_K + t + h), \quad (2.2)$$

де D_K – діаметр бандажа колісної пари по колу кочення, мм;

Δ – кліренс це – відстань від лінії головки рейок до захисного кожуха зубчастої передачі, як найнижчої невіддресореної частини локомотива, мм;

δ_K – товщина стінки захисного кожуха зубчастої передачі, мм;

t – відстань від вершини голівки зуба до дна захисного кожуха зубчастої передачі, мм;

h – висота голівки зуба зубчастого колеса, яка рівна половині модуля

зубчастого колеса, мм.

Отже для розрахунку прийmemo:

- Δ згідно [4] прийmemo $\Delta = 120$ мм;
- $h = 7$ мм згідно [1];
- $t = 8$ мм згідно [1];
- $\delta_k = 5$ мм згідно [1];
- D_k згідно вхідних даних дорівнює $D_k = 1250$ мм.

Відповідно до прийнятих даних розраховуємо:

$$D_{dk} = 1250 - 2(120 + 5 + 8 + 7) = 970 \text{ мм.}$$

2.2 Визначення передаточного числа тягової передачі

Оскільки невідомо кількість зубців $z_{ш}$ та z_k – скористаємося емпіричною формулою, відповідно до [5], для приблизного визначення передатного числа:

$$\mu = \xi \cdot \sqrt{\frac{V_H D_{dk}^3}{\zeta P_H D_k}}, \quad (2.3)$$

де V_H – швидкість локомотива в номінальному режимі тяги;

P_H – потужність тягового двигуна у номінальному режимі тяги;

ξ та ζ – коефіцієнти, що відображають в розрахунку прийняту схему тягової передачі, згідно [1] прийmemo $\xi = 15$, $\zeta = 0,5$.

Тепер розрахуємо за формулою (2.3):

$$\mu = 15 \cdot \sqrt{\frac{51 \cdot 0,97^3}{0,5 \cdot 750 \cdot 1,25}} = 4,72.$$

Наступним слід визначити модуль зубчастих коліс m . Для визначення граничних значень m скористаємося емпіричними для косозубих коліс [6]:

$$m = 0,00133 \cdot \zeta \cdot M_d + (5,1 \div 6,5) \text{ мм}, \quad (2.4)$$

де M_d – обертальний момент на валу ротора двигуна, Н · м.

Визначається M_d за наступною формулою, згідно [1]:

$$M_d = 956 \cdot 9,81 \cdot \frac{P_H}{n_H} \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.5)$$

Наступним визначмо n_H – частоту обертання ротора тягового двигуна, також згідно [1]:

$$n_H = 5,3 \cdot \frac{V_H}{D_K} \cdot \mu \text{ об/хв}, \quad (2.6)$$

$$n_H = 5,3 \cdot \frac{51}{1,25} \cdot 4,72 = 1020 \text{ об/хв}.$$

Тепер за формулою (2.5) обчислимо M_d

$$M_d = 956 \cdot 9,81 \cdot \frac{750}{1020} = 6895 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коли розраховано M_d можемо розрахувати формулу (2.4)

$$m = 0,00133 \cdot 0,5 \cdot 6895 + (5,1 \div 6,5) = (9,68 \div 11,08) \text{ мм}.$$

Приймаємо $m = 10$ мм згідно визначених меж, та стандартних рядів модулів зубчастих коліс [2, 3].

Визначивши модуль зубчастих коліс можемо розрахувати кількість зубців зубчастого колеса [1]:

$$z_K = \frac{D_{дк}}{m} \cdot \cos \psi, \quad (2.7)$$

де $\cos \psi$ – кут нахилу зубців шестерень у передачі.

Спираючись на досвід електровозобудування [2, 3, 5] для своєї передачі приймемо кут $\psi = 24^\circ$ та розрахуємо кількість зубців шестерень зубчастого колеса за формулою (2.7):

$$z_K = \frac{970}{10} \cdot \cos 24^\circ = 88,61.$$

Приймаємо $z_K = 89$ зубців.

За відомими кількістю зубців зубчастого колеса та передатним числом передачі розрахуємо кількість зубців зубчастої шестерні за наступною формулою [1]:

$$z_{\text{ш}} = \frac{z_{\text{к}}}{\mu}, \quad (2.8)$$

$$z_{\text{ш}} = \frac{88,61}{4,76} = 18,77.$$

Приймаємо $z_{\text{ш}} = 19$ зубців.

З метою забезпечення необхідної міцності тіла шестерні та її зубців для електровозів слід проводити перевірку, і приймати кількість зубців не менше 16 згідно з [1]:

$$z_{\text{ш}} \geq (17 \dots 19) \cdot \cos \psi, \quad (2.9)$$

$z_{\text{ш}} = 18,77 > (15,521 \dots 17,347)$ отримане значення пройшло перевірку.

Приймаємо $z_{\text{ш}} = 19$ зубців.

2.3 Визначення геометричних розмірів зубчастих коліс

Для визначення геометричних розмірів шестерень визначимо діаметри ділільних кіл зубчастого колеса та зубчастої шестерні за наступними формулами [1]:

$$D_{\text{дк}} = z_{\text{к}} \cdot \frac{m}{\cos \psi}, \quad (2.10)$$

$$D_{\text{дш}} = z_{\text{ш}} \cdot \frac{m}{\cos \psi}, \quad (2.11)$$

$$D_{\text{дк}} = 89 \cdot \frac{10}{\cos 24^\circ} = 974,8, \text{ мм},$$

$$D_{\text{дш}} = 19 \cdot \frac{10}{\cos 24^\circ} = 208,1, \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_{\text{дк}} = 974$ мм, та $D_{\text{дш}} = 208$ мм.

Після прийняття ділільного діаметра зубчастої шестерні $D_{\text{дк}}$ перевіримо надійність її посадки на вал ротора тягового двигуна. Для цього слід визначити

товщину тіла шестерні, яка за відомих $Z_{ш}$ та m залежить від товщини валу ротора тягового двигуна. Згідно [1] d_k обирають за наступною формулою:

$$d_k = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \zeta \cdot M_d}{\pi \cdot \tau}}, \quad (2.12)$$

де τ — допустиме значення напруження кручення, Па.

Оскільки модель двигуна чи діаметр валу ротора двигуна невідомий припустимо наступне: діаметр хвостовика валу в місці переходу від циліндричної частини до конусної d_k невідомий, тому прирівняємо його з діаметром хвостовика валу в середній частини d_{kc} . Та приймемо напруження кручення τ на валу згідно [1] $\tau = 8$ МПа:

$$d_k = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,5 \cdot 6895}{3,14 \cdot 8}} = 130 \text{ мм.}$$

Знаючи діаметр хвостовика валу в середній частини d_{kc} , можемо розрахувати товщину зубчастої шестерні за наступною формулою [1]:

$$b = 0,5 \cdot (D_{дш} - d_{kc} - 2 \cdot m), \quad (2.13)$$

$$b = 0,5 \cdot (208 - 130 - 2 \cdot 10) = 29 \text{ мм.}$$

Далі слід перевірити виконання умови міцності тіла зубчастої шестерні згідно[7]:

$$\frac{D_{дш}}{d_{kc}} \geq 1,6, \quad (2.14)$$

$$\frac{208}{130} = 1,6 - \text{умова виконується.}$$

Коли зубчаста шестерня відповідає умові міцності слід уточнити передатне число тягової передачі за формулою (2.1):

$$\mu = \frac{89}{19} = 4,68.$$

Тепер слід визначити діаметри кіл виступів зубчатого колеса D_e та зубчастої шестерні d_e за наступними формулами [1]:

$$D_e = m \cdot \left(\frac{z_k}{\cos \psi} + 2 \right), \quad (2.15)$$

$$d_e = m \cdot \left(\frac{z_{ш}}{\cos \psi} + 2 \right), \quad (2.16)$$

$$D_e = 10 \cdot \left(\frac{89}{\cos 24^\circ} + 2 \right) = 984 \text{ мм},$$

$$d_e = 10 \cdot \left(\frac{19}{\cos 24^\circ} + 2 \right) = 228 \text{ мм}.$$

Далі визначаємо діаметри кіл западин зубчатого колеса D_i та зубчастої шестерні d_i за наступними формулами [1]:

$$D_i = m \cdot \left(\frac{z_k}{\cos \psi} - 2,5 \right), \quad (2.17)$$

$$d_i = m \cdot \left(\frac{z_{ш}}{\cos \psi} - 2,5 \right), \quad (2.18)$$

$$D_i = 10 \cdot \left(\frac{89}{\cos 24^\circ} - 2,5 \right) = 949,8 \text{ мм},$$

$$d_i = 10 \cdot \left(\frac{19}{\cos 24^\circ} - 2,5 \right) = 183,3 \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_i = 949 \text{ мм}$, $d_i = 183 \text{ мм}$.

Визначимо конструктивну централь Ψ_k тягового редуктора за центрами зубчастих коліс згідно [1]

$$\Psi_k = 0,5 \cdot (D_{dk} + D_{дш}) + \xi_k \cdot m, \quad (2.19)$$

де ξ_k — ступінь корегування зачеплення.

Приймаємо $\xi_k = 0,5$ згідно з [1], та розраховуємо за формулою (2.19):

$$\Psi_k = 0,5 \cdot (974 + 208) + 0,5 \cdot 10 = 596 \text{ мм}.$$

За отриманими розмірами виконаємо ескізи зубчатого колеса (рисунок 2.1) та шестерні (рисунок 2.2).

Спираючись на досвід електровозобудування [2 с 60-61 , 3 с 106-107] для

своєї передачі приймемо ширину зубчастого колеса та шестерні рівній 100 мм.

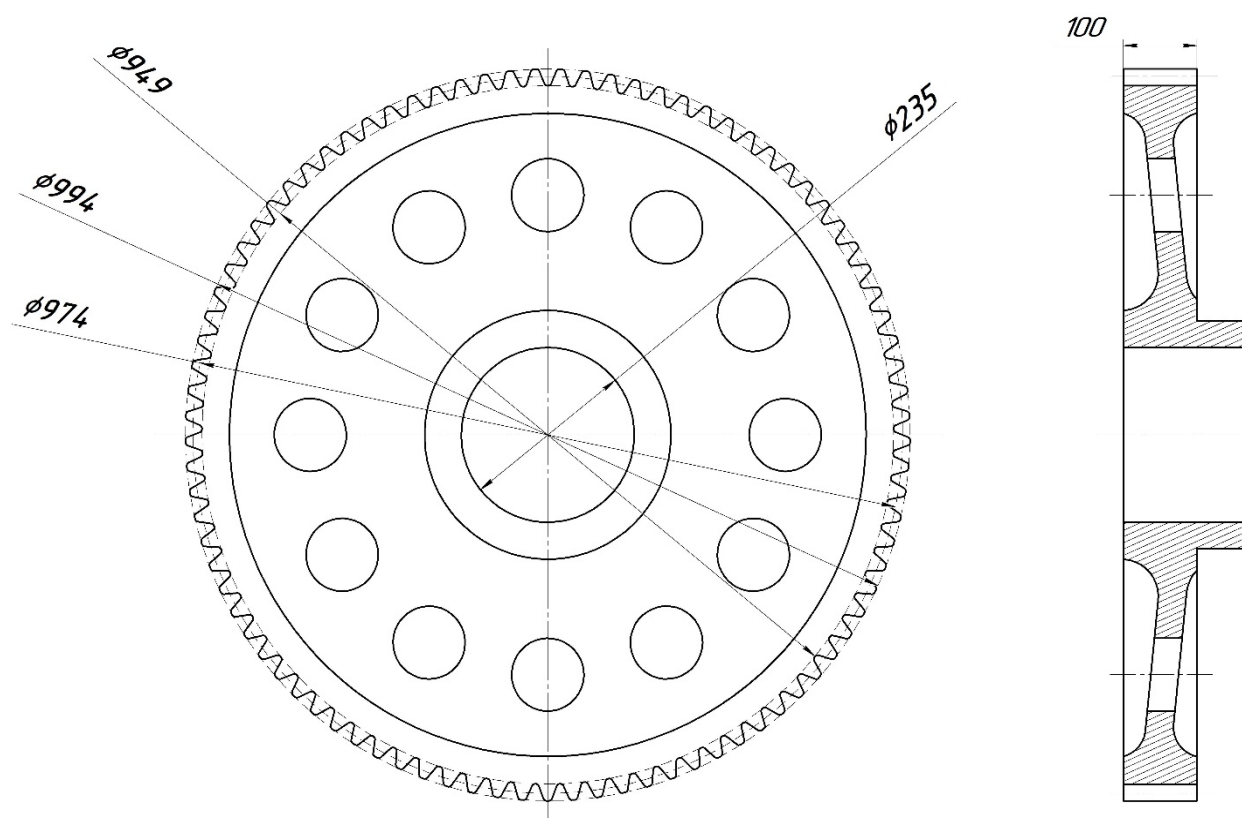


Рисунок 2.1 – Зубчасте колесо тягової передачі

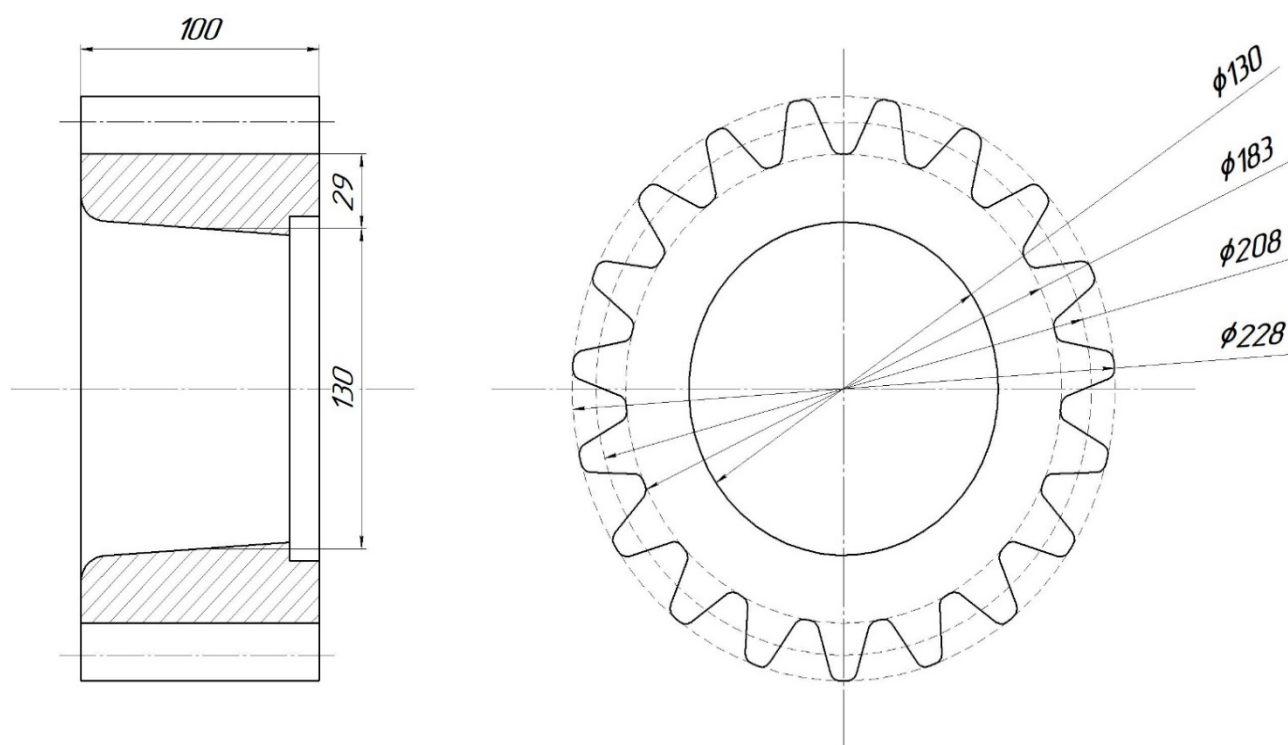


Рисунок 2.2 – Зубчаста шестерня тягової передачі

Уточнимо число обертів ротора тягового двигуна n_H за формулою (2.6), а також обертальний момент на валу ротора тягового двигуна M_d за формулою (2.5), для перевірки правильності прийнятого модуля m згідно формули (2.4):

$$\begin{aligned} n_H &= 5,3 \cdot \frac{51}{1,25} \cdot 4,68 = 1012 \text{ об/хв}, \\ M_d &= 956 \cdot 9,81 \cdot \frac{750}{1012} = 6950 \text{ Н} \cdot \text{м}, \\ m &= 0,00133 \cdot 0,5 \cdot 6950 + (5,1 \div 6,5) = (9,72 \dots 11,12). \end{aligned}$$

Значення m підходить під нижнє та верхнє значення перевірки.

2.4 Вписування елементів тягової передачі в габарити централі

Централь тягового редуктора Ц повинна бути узгоджена з геометричними розмірами конструктивних елементів тягового привода. Нам не відомі точні розміри елементів тягового двигуна. Тому зробимо розрахунок наближених значень діаметра ротора D_a , та діаметра внутрішньої розточки статора D_c за емпіричними формулами [1, 5]:

$$D_a = k_a \cdot \sqrt[3]{\frac{P_H}{n_H}}, \quad (2.20)$$

де k_a — це коефіцієнт який залежить від класу ізоляції обмотки ротора.

Для типових тягових електродвигунів, з класом ізоляції F приймаємо $k_a = 600 \dots 675$ [1]:

$$D_a = (600 \dots 675) \cdot \sqrt[3]{\frac{750}{1012}} = (543 \dots 611) \text{ мм}.$$

Приймаємо для наступних розрахунків $D_a = 611$ мм.

Для наступного розрахунку зробимо припущення, що тяговий двигун даної номінальної потужності має три пари полюсів. Прийmemo таку кількість пар полюсів для подальшого розрахунку [1]. Для визначення раціональних меж діаметра розточки статора виберемо коефіцієнт розточки $1,25 \dots 1,43$ згідно [1]:

$$D_c = (1,25 \dots 1,43) \cdot D_a, \quad (2.21)$$

$$D_c = (1,25 \dots 1,43) \cdot 611 = (763 \dots 873) \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_c = 873$ мм.

Знаючи потрібні параметри двигуна розрахуємо централь Ц відповідно [1]:

$$\text{Ц} = \frac{D_c}{2} + \Delta_0 + f, \quad (2.22)$$

де Δ_0 – товщина стінки остова тягового двигуна в місці наближення до колісної пари [1, с 235], мм;

f – відстань від осі колісної пари до зовнішньої стінки остова в місці підрізу [1, с 235], мм.

Прийmemo $\Delta_0 = 24$ мм [1]. Розмір f приймаємо 106 мм [1], та виконуємо розрахунок за формулою (2.22):

$$\text{Ц} = \frac{873}{2} + 24 + 106 = 567 \text{ мм.}$$

Перевіримо вписування централі тягової передачі $\text{Ц}_к$ в конструктивну централь Ц згідно умови [1, с 232]:

$$\begin{aligned} \text{Ц} &= \text{Ц}_к, \\ 567 &< 596. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Перевірка показала розходження централей при первинних розрахунках параметра двигуна, але при відомій моделі двигуна та точних розмірах досягається сходження централей.

Розрахуємо базу тягового двигуна [1]:

$$L_d = \text{Ц} + \frac{D_c}{2} + 115, \quad (2.24)$$

де 115 – це середнє значення, що включає в себе товщину стінки остова тягового двигуна та відстань від стінки тягового двигуна до точки підвішування у міліметрах [1].

Використовуючи отримані данні з попередніх підрозділів робимо розрахунок формули (2.24):

$$L_d = 567 + \frac{873}{2} + 115 = 1147 \text{ мм.}$$

Наступним слід визначити зовнішній діаметр статора тягового двигуна [1]:

$$D_o = D_c + 2 \cdot h_o, \quad (2.25)$$

де h_o — це товщина статора тягового двигуна, визначається в межах від 50 до 70 міліметрів [1].

$$D_o = 873 + 2 \cdot (50 \dots 70) = (973 \dots 1013) \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_o = 1013 \text{ мм.}$

За визначеними розмірами виконаємо ескіз тягової передачі (рисунок 2.3).

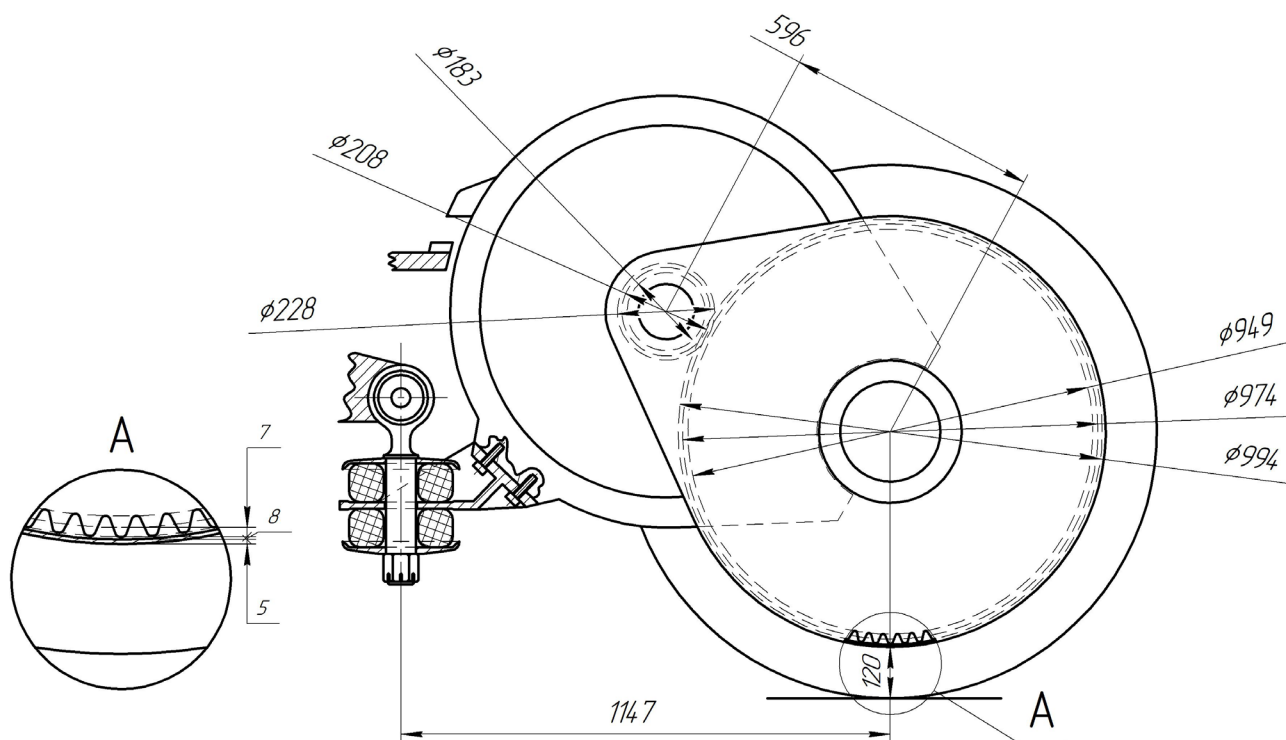


Рисунок 2.3 – Ескіз колісно-моторного блоку

Оскільки тип тягового двигуна невідомий, розрахуємо масу тягового двигуна скориставшись наближеною формулою [1, с 236]:

$$m_d = k_d \cdot \sqrt[3]{M_d^2}, \quad (2.26)$$

де k_d – це коефіцієнт який визначає межі ваги тягового двигуна для локомотивів постійного та змінного струму.

Приймаємо $k_d = (13 \dots 16)$ за [1] та розраховуємо (2.26):

$$m_d = (13 \div 16) \cdot \sqrt[3]{6950^2} = 4734 \div 5826 \text{ кг.}$$

Прийmemo $m_d = 4800$ кг – виходячи з номенклатури двигунів, які встановлюються на сучасних вантажних електровозах з подібною номінальною потужністю та швидкісними характеристиками.

2.5 Визначення розмірів гумових шайб амортизатора підвіски тягового двигуна

Для подальших розрахунків оберемо маятниковий тип підвішування тягового двигуна [1]. Під час руху маятникове підвішування сприймає різні динамічні навантаження. А саме реакцію на тяговий момент, приблизно половину ваги тягового двигуна та на сам амортизатор діє сила попереднього натягу. Ця сила потрібна для запобігання розкриття амортизатора – зниженню навантаження на одну з шайб до нуля та появі проміжку. Це можливе відносно верхньої шайби, коли реакція на тяговий момент спрямована вниз разом з силою ваги тягового двигуна.

Сила попереднього натягу визначається за наступною формулою [1, с 238]:

$$P_{\Pi} = 0,5 \cdot 9,81 \cdot m_d + N_{\Pi}, \quad (2.27)$$

де N_{Π} – реакція підвіски на тяговий момент, Н;

m_d – маса тягового двигуна, кг.

Реакцію підвіски визначимо за формулою з [1]:

$$N_{\Pi} = \frac{F_{\text{кд}} \cdot D_{\text{к}}}{2 \cdot L_d}, \quad (2.28)$$

де $F_{\text{кд}}$ – сила тяги рушійної осі, Н;

D_k – діаметр бандажа колісної пари по колу кочення, мм;

L_d – довжина бази тягового двигуна, мм.

Сила тяги на рушійній осі визначаємо [1, с 238]:

$$F_{kd} \text{ при } v=0 = 1000 \cdot \psi_k \cdot q_0, \quad (2.29)$$

де ψ_k – розрахунковий коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою,

q_0 – навантаження на вісь колісної пари, Н.

Прийmemo навантаження на вісь колісної пари виходячи з характеристик сучасних вантажних локомотивів з подібним типом підвішування та тягової передачі $q_0 = 225,65$, кН. Розрахунковий коефіцієнт зчеплення під час рушання за таким же принципом $\psi_k = 0,36$ [8]:

$$F_{kd} \text{ при } v=0 = 1000 \cdot 0,36 \cdot 225,65 = 81,23 \text{ кН.}$$

Далі за формулами (2.28) та (2.27) проводимо розрахунок:

$$N_{\pi} = \frac{81,23 \cdot 1250}{2 \cdot 1147} = 44,26 \text{ кН,}$$

$$P_{\pi} = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 4800 \cdot 10^{-3} + 44,26 = 67,804 \text{ кН.}$$

Після розрахунку сили попереднього натягу можемо приступити до розрахунку розмірів гумового амортизатора. Спочатку визначимо площу робочого перерізу гумової шайби S [1]:

$$S = 2 \cdot \frac{P_{\pi}}{[\sigma]} \cdot (1 - \varepsilon), \quad (2.30)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження в шайбі амортизатора, який має статичні межі $[\sigma] = (3 \dots 5) \cdot 10^3$, кПа [1];

ε – коефіцієнт який враховує зміну площі поперечного перерізу шайби амортизатора під час її стискання.

Приймаємо $\varepsilon = 0,1 \div 0,25$ згідно [1].

Розрахуємо площу шайби в момент максимального та мінімального

навантаження за формулою (2.30):

$$S_{min} = 2 \cdot \frac{67,804}{5000} \cdot (1 - 0,25) = 0,02034 \text{ м}^2,$$

$$S_{max} = 2 \cdot \frac{67,804}{3000} \cdot (1 - 0,1) = 0,04068 \text{ м}^2.$$

Виходячи з отриманих даних приймаємо площу поперечного перерізу шайби $S = 0,04, \text{ м}^2$.

Визначаємо граничну величину стиснення шайби h_{max} [1]:

$$h_{max} = h_0 \cdot \varepsilon, \quad (2.31)$$

де h_0 — це висота гумової шайби у стані спокою, мм.

Прийmemo $h_0 = 90 \text{ мм}$ [1, с 239], та проведемо розрахунок:

$$h_{max} = 0,09 \cdot 0,25 = 0,0225 \text{ м}.$$

Визначаємо внутрішній діаметр шайби амортизатора d_{BH} [1]:

$$d_{BH} = d_\delta \cdot \delta, \quad (2.32)$$

де d_δ — діаметр болта підвіски, мм,

δ — сумарний радіальний проміжок між болтом підвіски та шайбою, мм.

Приймаємо $d_\delta = 80 \text{ мм}$, δ визначається в межах 3...5 міліметрів [1].

Проводимо розрахунок:

$$d_{BH} = 75 + (3 \dots 5) = 78 \dots 80 \text{ мм},$$

Приймаємо $d_{BH} = 80 \text{ мм}$.

Наступним розраховуємо зовнішній діаметр шайб [1]:

$$d_H = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi} + d_{BH}^2}, \quad (2.33)$$

$$d_H = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,04}{3,14} + 0,08^2} = 0,243 \text{ м}.$$

Зовнішній діаметр шайб приймаємо $d_H = 243 \text{ мм}$.

За прийнятими розмірами побудуємо ескіз маятникової підвіски тягового двигуна (рисунок 2.4).

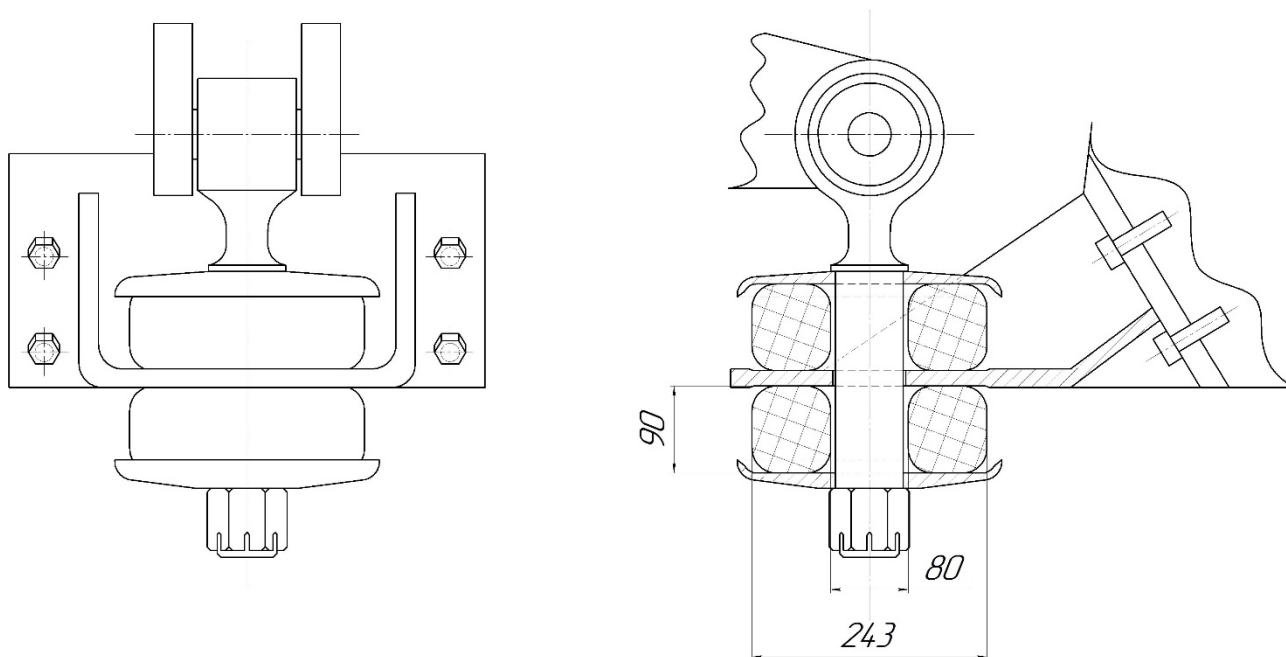


Рисунок 2.4 – Маятникове підвішування тягового двигуна

2.6 Розрахунок жорсткості і міцності амортизатора

Залежність між зусиллям P та деформацією гумової шайби Δh визначається виразом [1, с 239]:

$$P = E \cdot e \cdot S \cdot \frac{\Delta h}{h_0 - \Delta h}, \quad (2.34)$$

де E — це постійний модуль пружності гуми $E = 5000$ кПа [1],

e — коефіцієнт форми шайби за умови осьового стиснення і повного зчеплення торців гумової шайби з металевими шайбами [1].

Коефіцієнт форми шайби визначається за наступною формулою:

$$e = 1 + 4,67 \cdot \frac{d_H - d_{BH}}{4 \cdot h_0}, \quad (2.35)$$

$$e = 1 + 4,67 \cdot \frac{243 - 80}{4 \cdot 90} = 3,11.$$

Згідно [1] допустимо лінійність характеристики гумової шайби $P(\Delta h)$ в діапазоні робочих навантажень. Це дозволяє прийняти жорсткість кожної

гумової шайби незмінною і такою, що відповідь силі попереднього натягу $P = P_{\Pi}$.

На основі (2.34) визначимо величину попереднього стиснення:

$$\Delta h_{\Pi} = \frac{h_0 \cdot P_{\Pi}}{E \cdot e \cdot S + P_{\Pi}}, \quad (2.36)$$

$$\Delta h_{\Pi} = \frac{0,09 \cdot 67,804}{5000 \cdot 3,11 \cdot 0,04 + 67,804} = 0,009177 \text{ м.}$$

Також зможемо розрахувати жорсткість однієї шайби $ж_I$

$$ж_I = ж_{II} = \frac{P_{\Pi}}{\Delta h_{II}}, \quad (2.37)$$

$$ж_I = \frac{67,804}{9,177} = 7388 \text{ кН/м.}$$

Жорсткість амортизатора розрахуємо за наступною формулою [1, с 240]:

$$ж = 2 \cdot ж_I, \quad (2.38)$$

$$ж = 2 \cdot 7388 = 14776 \text{ кН/м.}$$

В разі прикладання робочого зовнішнього навантаження $P_p \neq P_{\Pi}$, то нижня гумова шайба стиснеться, а верхня розтягнеться [1]:

$$\Delta h_p = \frac{P_p}{ж}, \quad (2.39)$$

$$\Delta h_p = \frac{67,804}{14776} = 0,004588 \text{ м.}$$

Далі визначаємо повну деформацію верхньої та нижньої шайби під дією робочого навантаження за формулами [1]:

$$\Delta h_I = \Delta h_{\Pi} - \Delta h_p, \quad (2.40)$$

$$\Delta h_{II} = \Delta h_{\Pi} + \Delta h_p, \quad (2.41)$$

$$\Delta h_I = 0,009177 - 0,004588 = 0,0046 \text{ м,}$$

$$\Delta h_{II} = 0,009177 + 0,004588 = 0,013776 \text{ м.}$$

2.7 Визначення висоти та напруження у гумових шайб під робочим навантаженням

Визначимо висоту верхньої h_I , та нижньої h_{II} шайб під робочим навантаженням за наступними формулами [1, с 241]:

$$h_I = h_0 - \Delta h_I, \quad (2.42)$$

$$h_{II} = h_0 - \Delta h_{II}, \quad (2.43)$$

$$h_I = 0,09 - 0,0046 = 0,0854 \text{ м},$$

$$h_{II} = 0,09 - 0,013776 = 0,0762 \text{ м}.$$

Далі визначимо величину навантаження на верхню та нижню шайби амортизатора згідно [1]:

$$P_I = P_{\Pi} - \text{ж}_I \Delta h_p, \quad (2.44)$$

$$P_{II} = P_{\Pi} + \text{ж}_{II} \Delta h_p, \quad (2.45)$$

$$P_I = 67,804 - 7388 \cdot 0,004588 = 33,907 \text{ кН},$$

$$P_{II} = 67,804 + 7388 \cdot 0,004588 = 101,7 \text{ кН}.$$

Умова не розкриття амортизатора виконується [1] $\Delta h \geq 0$.

Далі визначаємо напруження у верхній та нижній шайбах за наступними формулами [1]:

$$\sigma_{II} = E \cdot e \cdot \frac{h_0 \cdot \Delta h_{II}}{(h_0 - \Delta h_{II})^2}, \quad (2.46)$$

$$\sigma_{II} = 5000 \cdot 3,11 \cdot \frac{0,09 \cdot 0,013776}{(0,09 - 0,013776)^2 \cdot 1000} = 3,183 \text{ кПа}.$$

Слід перевірити умову допустимого напруження в шайбі амортизатора, яке повинно бути в заданих умовою межах [1]:

$$\sigma_{II} \leq (3 \dots 5) \cdot 10^3 \text{ кПа}, \quad (2.47)$$

$$\sigma_{II} = 3,183 \leq (3 \dots 5) \cdot 10^3 \text{ кПа}.$$

Значення напруження підпадає під умови перевірки – умову виконано.

У цьому розділі ми визначили основні технічні параметри та габарити тягової передачі (таблиця 2.1). Розраховали первинні межі габаритів допустимих розмірів та масу двигуна виходячи з наявних даних. Прийняли тип підвішування та розраховали для нього параметри гумового амортизатора. Основні розраховані розміри відобразили на ескізах (див. рис. 2.1...2.4).

Таблиця 2.1 – Розраховані показники передачі.

Найменування	Значення
Діаметр ділильного кола зубчастого колеса, мм	$D_{\text{дк}} = 974$
Діаметр ділильного кола зубчастої шестерні, мм	$D_{\text{дш}} = 208$
Кількість зубців зубчастого колеса	$z_{\text{к}} = 89$
Кількість зубців зубчастої шестерні	$z_{\text{ш}} = 19$
Товщина тіла зубчастої шестерні, мм	$b = 29$
Передатне число тягової передачі	$\mu = 4,68$
Діаметр кола виступів зубчастого колеса, мм	$D_{\text{е}} = 984$
Діаметр кола виступів зубчастої шестерні, мм	$d_{\text{е}} = 228$
Діаметр кола западин зубчастого колеса, мм	$D_{\text{і}} = 949$
Діаметр кола западин зубчастої шестерні, мм	$d_{\text{і}} = 183$
Конструктивна централь тягового редуктора, мм	$\text{Ц}_{\text{к}} = 596$
Централь для розміщення конструктивних елементів, мм	$\text{Ц} = 567$
База тягового двигуна, мм	$L_{\text{д}} = 1147$
Маса тягового двигуна, кг	$m_{\text{д}} = 4800$
Площа поперечного перерізу шайб амортизатора, м ²	$S = 0,04$
Висота гумової шайби у стані спокою, мм	$h_0 = 90$
Внутрішній діаметр гумових шайб, мм	$d_{\text{вн}} = 80$
Зовнішній діаметр гумових шайб, мм	$d_{\text{н}} = 243$
Коефіцієнт форми шайби	$e = 3,11$
Жорсткість амортизатора, кН/м.	$ж = 14776$
Напруження у шайбах амортизатору, кПа	$\sigma_{\text{II}} = 3,183$

3 АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Розрахунок динамічних зусиль в зубчастій передачі

У цьому розділі визначимо найвагоміші динамічні навантаження в зачепленні тягового редуктора та підвісці тягового двигуна. Розрахунок проводимо виходячи з наявних даних у розділі 2 і будемо розраховувати найвагоміші фактори. Приймемо декілька припущень згідно [9, с 18]:

– Будемо вважати, що профіль рейок є безперервним рядом гармонічних нерівностей з амплітудою z_m . Поточне значення відхилення рівня лінії голівки рейок від середньої лінії z_p , з чого маємо рівняння [9]:

$$z_p = z_m \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi \cdot x}{l}, \quad (3.1)$$

де l – довжина хвилі нерівності, м,

x – пройдений шлях, м.

Пройдений шлях знайдемо за наступною формулою [9]:

$$x = V \cdot t, \quad (3.2)$$

де V – це швидкість руху локомотива, км/год

t – час руху локомотива, с.

– Обидві точки кочення колісної пари проходять по ідентичних ділянках нерівності рейок. Колісну пару й рейкову колію вважатимемо абсолютно жорсткими, через це траєкторія кочення колісної пари z_o повторюватиме повздовжній профіль рейок [9]:

$$z_o = z_p. \quad (3.3)$$

– Вважатимемо, що зазор у зубчастій передачі відсутній, а частини тягового двигуна і тягової передачі абсолютно жорсткі. У конструкції привода є тільки один пружний елемент що розсіює енергію – це маятниковий амортизатор тягового двигуна. Вважатимемо його жорсткість постійною.

– Вважатимемо коливальну систему лінійною, де частота коливань не залежить від амплітуди, а кутові переміщення малі. Через це кут поворотання остова тягового двигуна φ буде виражено у радіанах і дорівнюватиме [9, с 19]:

$$\varphi = \sin \varphi = \tan \varphi. \quad (3.4)$$

– Вважатимемо реакції, що пов'язано з вертикальним переміщенням мас, набагато меншими за сили, які обумовлені обертальними коливаннями, тому коливання мас в системі у вертикальному напрямку і відповідно рівняння рівноваги сил у вертикальному напрямку не розглядаємо.

– Рама візка не бере участь у процесі коливань займаючи статичне положення відносно середнього рівня рейок.

Покажемо значення що будемо розраховувати на (рисунок 3.1):

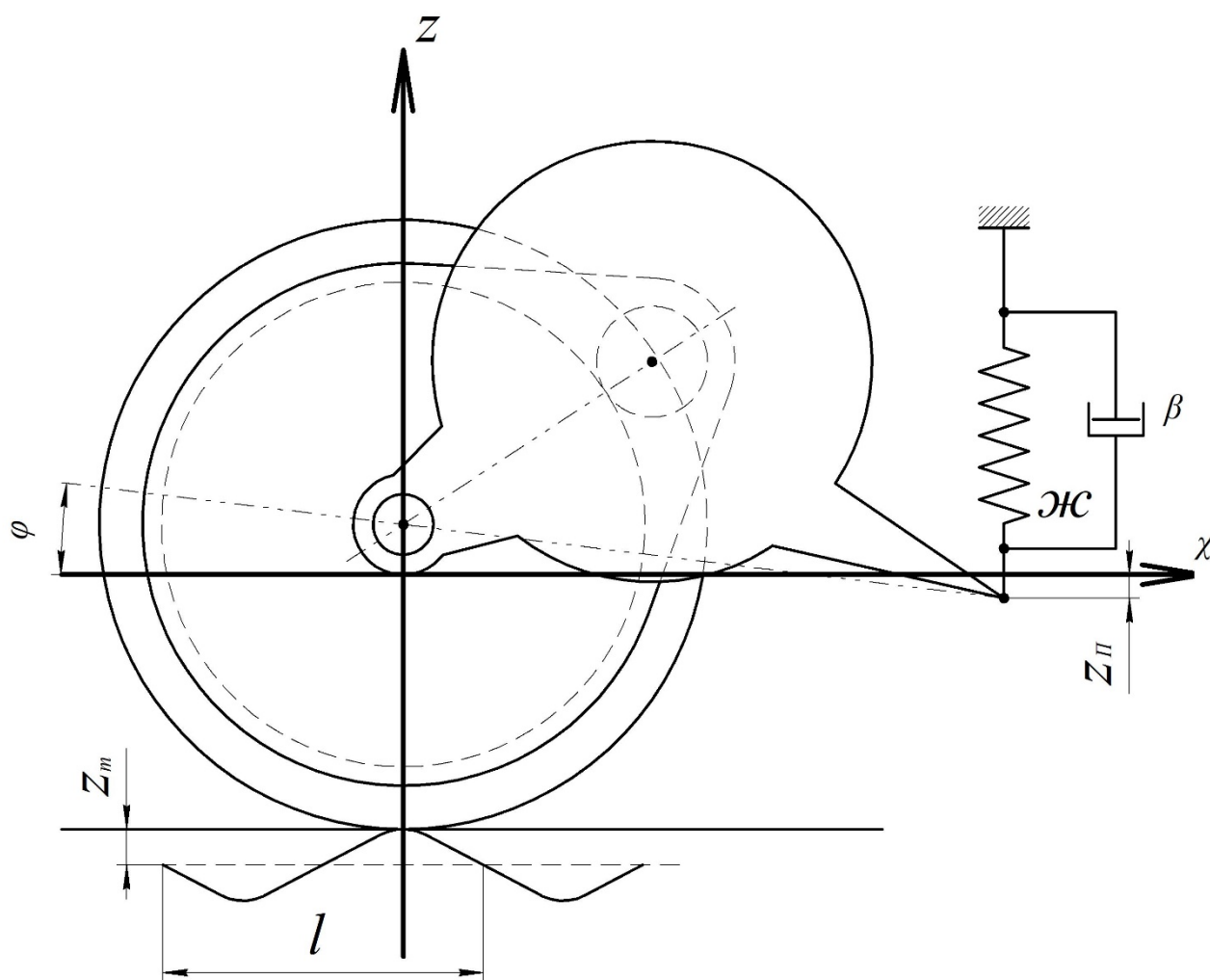


Рисунок 3.1 Схема тягової передачі

Під час руху по нерівностям рейкової колії двигун під дією сил інерції переміщується в межах ходу маятникового підвішування. Ці переміщення відбуваються радіально до центру радіусу є вісь колісної пари. Зміщення двигуна з зубчастою шестернею відносно зубчастого колеса на кут φ (рисунок 3.1) та значення відхилення від точки підвішування на величину z_{Π} визначимо за наступною формулою [9]:

$$z_{\Pi} = z_p + L_d \cdot \varphi. \quad (3.5)$$

Перетворимо рівняння (3.1) з чого вийде наступне рівняння:

$$z_p = z_m \cdot \sin \omega \cdot t, \quad (3.6)$$

де ω – це кругова частота кінематичних збурень від коліс локомотива рад/с.

Визначається ω за наступним виразом [9, с 18]:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot V}{l}. \quad (3.7)$$

Для розрахунку (3.2) приймемо довжину хвилі нерівності $l = 2,95$ м [9], а розрахунки будемо вести для швидкості 10 кілометрів на годину, та отримаємо:

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10}{2,95} = 21,29 \text{ рад/с.}$$

Приймемо $z_m = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м згідно [10], та вирішимо (3.6):

$$z_p = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot \sin(21,29 \cdot 60) = 0,00189.$$

Визначимо частоту власних коливань остова тягового двигуна за наступною формулою [9, с 26]:

$$k = \sqrt{\frac{J_{\text{ж}} \cdot L_d}{J}}, \quad (3.8)$$

де J – це момент інерції двигуна.

Визначимо момент інерції двигуна [9, с 23]:

$$J = J_o + m_d \cdot \zeta^2 + J_{\text{я}} \cdot (1 + \mu)^2, \quad (3.9)$$

де J_o – це момент інерції остова тягового двигуна відносно центру його маси, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$,

$J_{\text{я}}$ – це момент інерції якоря тягового двигуна з зубчастою шестернею відносно його осі обертання.

Для подальшого розрахунку приймаємо $J_o = 2400 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ [1].

Приблизне значення $J_{\text{я}}$ розрахуємо за формулою [1, с 250]:

$$J_{\text{я}} = \frac{0,5 \cdot m_d \cdot D_a^2}{2 \cdot 4} \quad (3.10)$$

$$J_{\text{я}} = \frac{0,5 \cdot 4800 \cdot 0,611^2}{2 \cdot 4} = 111,99 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Та вирішуємо (3.9) та (3.8):

$$J = 2400 + 4800 \cdot 0,567^2 + 111,99 \cdot (1 + 4,68)^2 = 7556 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$k = \sqrt{\frac{14776 \cdot 10^3 \cdot 1,147^2}{7556}} = 50,72 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

Наступним розрахуємо резонансну швидкість v_p , яка повинна відповідати умові $\omega = k$ [9]:

$$\omega_{\text{рез}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 23,55}{2,95} = 50,72 \text{ рад/с},$$

$$v_p = 23,55 \text{ км/год}.$$

Далі знайдемо найбільше значення кута повертання остова тягового двигуна:

$$\varphi_{0a} = \frac{z_m}{L_d}, \quad (3.11)$$

$$\varphi_{0a} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{1,147} = 0,0013 \text{ рад}.$$

Визначимо коефіцієнт динамічного підсилення амплітуди коливань остова тягового двигуна [9, с25]:

$$\chi = \sqrt{\frac{1+B \cdot y^2}{(1-y^2)^2+B \cdot y^2}}, \quad (3.12)$$

де B – це коефіцієнт, що враховує конструктивні параметри привода;

ν – це значення частотного відношення.

Визначається ν за формулою [9, с 24]:

$$\nu = \frac{\omega}{k}, \quad (3.13)$$

$$\nu = \frac{21,29}{50,72} = 0,419.$$

Розраховується B за такою формулою:

$$B = \frac{\beta^2 \cdot L_D^2}{ж \cdot J}, \quad (3.14)$$

де β – це параметр демпфування амортизатора підвіски тягового двигуна.

Для подальшого розрахунку приймемо $\beta = 70 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ [1], та розрахуємо формули (3.14) та (3.12):

$$B = \frac{(70 \cdot 10^3)^2 \cdot 1,147^2}{(14776 \cdot 10^3) \cdot 7556} = 0,0577,$$

$$\chi = \sqrt{\frac{1+0,0577 \cdot 0,419^2}{(1-0,419^2)^2+0,0577 \cdot 0,419^2}} = 1,21.$$

На основі отриманого значення коефіцієнта динамічного підсилення визначимо амплітудне значення кута повертання остова тягового двигуна за такою формулою [9, с 27]:

$$\varphi = \varphi_{0a} \cdot \chi, \quad (3.15)$$

$$\varphi = 0,0013 \cdot 1,21 = 0,00158.$$

Далі визначимо амплітуду динамічного навантаження у зубчастому зачепленні [9]:

$$P_{дн} = \frac{2 \cdot M_{дн}}{d_{зш}}, \quad (3.16)$$

де $M_{\text{дн}}$ – це динамічний момент, Н·м.

$$M_{\text{дн}} = J_a \cdot \omega^2 \cdot \varphi_{0a} \cdot \chi \cdot (1 + \mu) \quad (3.17)$$

$$M_{\text{дн}} = 111,99 \cdot 21,29^2 \cdot 0,0013 \cdot 1,21 \cdot (1 + 4,68) = 453,53 \text{ Н·м.}$$

Підставивши у формулу (3.16) отримаємо:

$$P_{\text{дн}} = \frac{2 \cdot 453,53}{208} = 4,36 \text{ кН.}$$

На основі описаної вище методики розрахунку визначимо значення кутової частоти ω , відносно частоти ν , коефіцієнта динамічного підсилення χ , амплітуду кута повороту остова тягового двигуна φ , та динамічного зусилля в зубчастому зачепленні $P_{\text{дн}}$ для швидкостей взятих рівномірно з діапазону 0...110 км/год з обов'язковим включенням резонансної швидкості. Отримані результати зведемо у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Залежність основних показників передачі від швидкості руху

Швидкість	Кутова частота	Відносна частота коливань	Коефіцієнт динамічного підсилення	Амплітудне значення кута повороту остова ТЕД	Амплітуда динамічного зусилля в зубчастому зачепленні
V , км/год	ω , рад/с	ν	χ	φ , рад	$P_{\text{дн}}$, Н
0	0	0	1	$1,308 \cdot 10^{-3}$	0
5	10,649	0,212	1,047	$1,369 \cdot 10^{-3}$	950,539
10	21,29	0,419	1,21	$1,58 \cdot 10^{-3}$	4360,8
15	31,948	0,637	1,649	$2,156 \cdot 10^{-3}$	$1,347 \cdot 10^4$
20	42,598	0,849	2,962	$3,874 \cdot 10^{-3}$	$4,303 \cdot 10^4$
23,55	50,133	0,988	4,325	$5,656 \cdot 10^{-3}$	$8,713 \cdot 10^4$
25	53,247	1,061	3,655	$4,78 \cdot 10^{-3}$	$8,295 \cdot 10^4$
30	63,897	1,274	1,51	$1,975 \cdot 10^{-3}$	$4,935 \cdot 10^4$
35	74,546	1,486	0,843	$1,102 \cdot 10^{-3}$	$3,749 \cdot 10^4$
40	85,196	1,698	0,56	$7,32 \cdot 10^{-4}$	$3,252 \cdot 10^4$
45	95,845	1,91	0,409	$5,342 \cdot 10^{-4}$	$3,004 \cdot 10^4$
50	106,495	2,123	0,316	$4,135 \cdot 10^{-4}$	$2,871 \cdot 10^4$

Продовження таблиці 3.1

Швидкість	Кутова частота	Відносна частота коливань	Коефіцієнт динамічного підсилення	Амплітудне значення кута повороту остова ТЕД	Амплітуда динамічного зусилля в зубчастому зачепленні
V , км/год	ω , рад/с	ν	χ	φ , рад	$P_{\text{дн}}$, Н
55	117,144	2,335	0,255	$3,334 \cdot 10^{-4}$	$2,8 \cdot 10^4$
60	127,794	2,547	0,212	$2,769 \cdot 10^{-4}$	$2,768 \cdot 10^4$
65	138,443	2,76	0,18	$2,353 \cdot 10^{-4}$	$2,76 \cdot 10^4$
70	149,093	2,972	0,156	$2,036 \cdot 10^{-4}$	$2,77 \cdot 10^4$
75	159,742	3,184	0,137	$1,789 \cdot 10^{-4}$	$2,794 \cdot 10^4$
80	170,391	3,396	0,122	$1,591 \cdot 10^{-4}$	$2,827 \cdot 10^4$
85	181,041	3,609	0,109	$1,429 \cdot 10^{-4}$	$2,868 \cdot 10^4$
90	191,69	3,821	0,099	$1,296 \cdot 10^{-4}$	$2,915 \cdot 10^4$
95	202,34	4,033	0,091	$1,184 \cdot 10^{-4}$	$2,968 \cdot 10^4$
100	212,989	4,245	0,083	$1,089 \cdot 10^{-4}$	$3,025 \cdot 10^4$
105	223,639	4,458	0,077	$1,008 \cdot 10^{-4}$	$3,086 \cdot 10^4$
110	234,288	4,67	0,072	$9,376 \cdot 10^{-5}$	$3,15 \cdot 10^4$

Побудуємо амплітудно-частотну характеристику тягової передачі на (рисунку 3.2).

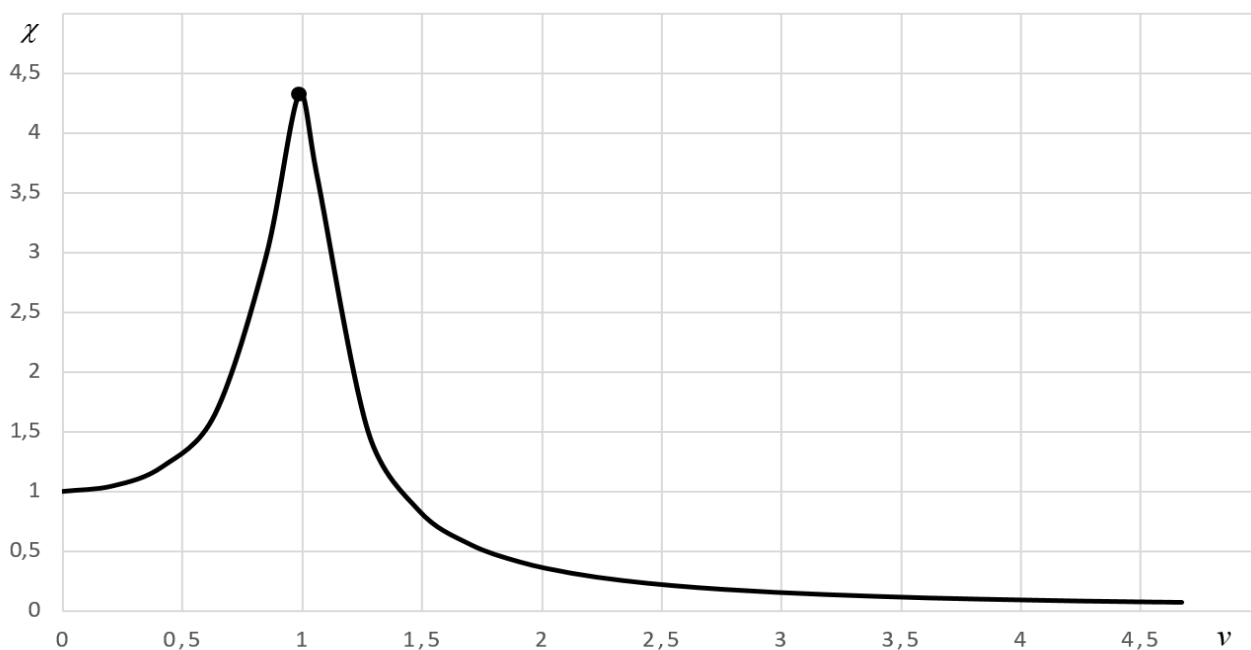


Рисунок 3.2 – Амплітудно-частотна характеристика тягової передачі

З амплітудно-частотної характеристики видно, що коефіцієнт динамічного підсилення набуває максимуму при досяганні резонансної швидкості. Після точки резонансу крива коефіцієнту динамічного підсилення йде на спад.

3.2 Визначення тягового зусилля в зубчатому зчепленні

Визначимо граничне тягове зусилля в точці зачеплення зубчастих коліс за наступною формулою [9, с 28]:

$$F_{дз} = \frac{F_{зч} \cdot D_б}{D_{дк}}, \quad (3.18)$$

де $F_{зч}$ – максимальна сила тяги за зчепленням, Н.

Максимальну силу тяги визначимо за формулою:

$$F_{зч} = 9810 \cdot q \cdot \psi_{зч}, \quad (3.19)$$

де q – маса, що припадає на одну колісну пару локомотива, т.

$\psi_{зч}$ – це розрахунковий коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, який визначається за наступною формулою:

$$\psi_{зч} = 0,28 + \frac{3}{50+20 \cdot V} - 0,0007 \cdot V, \quad (3.20)$$

для швидкості $V=0$ км/год,

$$\psi_{зч} = 0,28 + \frac{3}{50+20 \cdot 10} - 0,0007 \cdot 10 = 0,285.$$

Далі розраховуємо (3.19) та (3.18) згідно прийнятого q у другому розділі:

$$F_{зч} = 9810 \cdot 23 \cdot 0,285 = 6,43 \text{ кН},$$

$$F_{дз} = \frac{6,43 \cdot 1,250}{0,974} = 8,252 \text{ кН}.$$

Аналогічно виконаємо розрахунки для швидкості руху від 0 до 110 км/год з кроком 5 км/год. Отримані результати занесемо у таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 Значення граничних тягових зусиль у зчепленні шестерень, сили зчеплення та коефіцієнту зачеплення

Швидкість	Розрахунковий коефіцієнт зчеплення	Сила зчеплення колеса з рейкою	Граничне тягове зусилля в точці зачеплення зубчастих коліс
V , км/год	$\psi_{зч}$	$F_{зч}$, Н	$F_{дз}$, Н
0	0,34	$7,67 \cdot 10^4$	$9,843 \cdot 10^4$
5	0,296	$6,67 \cdot 10^4$	$8,56 \cdot 10^4$
10	0,285	$6,43 \cdot 10^4$	$8,252 \cdot 10^4$
15	0,278	$6,27 \cdot 10^4$	$8,04 \cdot 10^4$
20	0,272	$6,13 \cdot 10^4$	$7,86 \cdot 10^4$
25	0,267	$6,02 \cdot 10^4$	$7,72 \cdot 10^4$
30	0,263	$5,93 \cdot 10^4$	$7,61 \cdot 10^4$
35	0,259	$5,84 \cdot 10^4$	$7,49 \cdot 10^4$
40	0,255	$5,75 \cdot 10^4$	$7,37 \cdot 10^4$
45	0,251	$5,66 \cdot 10^4$	$7,26 \cdot 10^4$
50	0,247	$5,57 \cdot 10^4$	$7,14 \cdot 10^4$
55	0,244	$5,5 \cdot 10^4$	$7,05 \cdot 10^4$
60	0,24	$5,41 \cdot 10^4$	$6,94 \cdot 10^4$
65	0,236	$5,32 \cdot 10^4$	$6,82 \cdot 10^4$
70	0,233	$5,25 \cdot 10^4$	$6,73 \cdot 10^4$
75	0,229	$5,16 \cdot 10^4$	$6,62 \cdot 10^4$
80	0,225	$5,07 \cdot 10^4$	$6,51 \cdot 10^4$
85	0,222	$5,01 \cdot 10^4$	$6,42 \cdot 10^4$
90	0,218	$4,94 \cdot 10^4$	$6,33 \cdot 10^4$
95	0,215	$4,85 \cdot 10^4$	$6,22 \cdot 10^4$
100	0,211	$4,76 \cdot 10^4$	$6,10 \cdot 10^4$
105	0,207	$4,67 \cdot 10^4$	$5,99 \cdot 10^4$
110	0,204	$4,6 \cdot 10^4$	$5,91 \cdot 10^4$

Побудуємо графік залежності граничного тягового зусилля у зубчастому зчепленні та амплітудного значення інерції якоря від швидкості (рисунок 3.3).

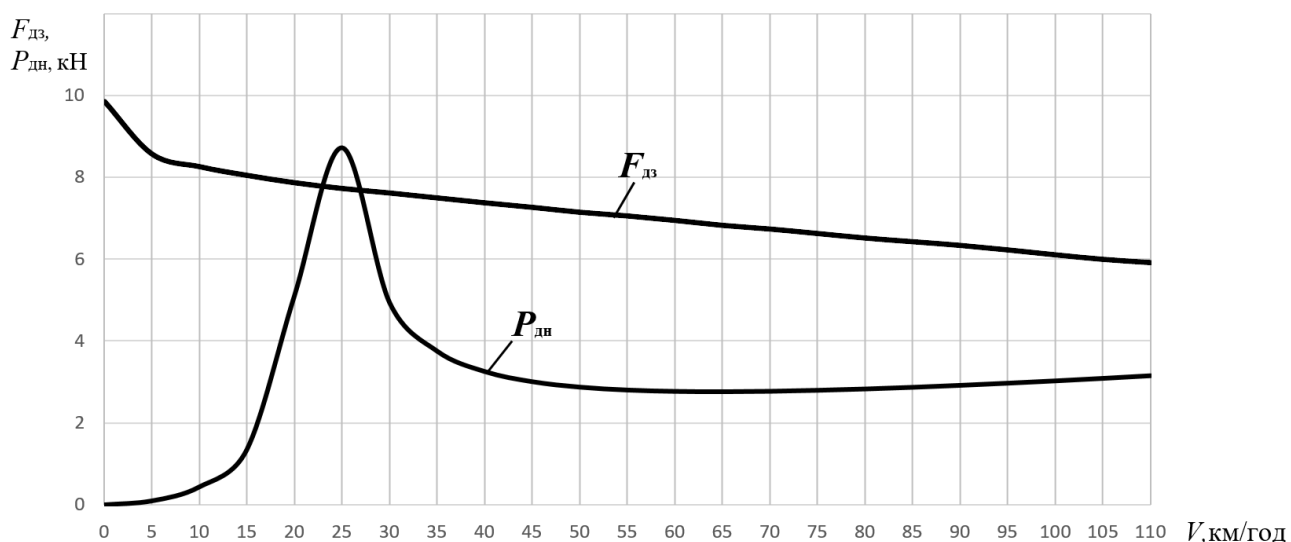


Рисунок 3.3 – Залежність амплітуди значень сили інерції якоря та максимального тягового зусилля у зубчастому зчепленні від швидкості руху.

З побудованого графіка (див. рис. 3.3) видно, що показник амплітудних значень динамічного зусилля в зубчастому зачепленні $P_{дн}$ перевищує значення граничного тягового зусилля в точці зчеплення зубчастих коліс $F_{дз}$ на короткому проміжку швидкостей з піком під час досягання резонансної швидкості. Це свідчить про ймовірну втрату зчеплення у зубчастому зчепленні під час проходження резонансної швидкості.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У даній роботі були розглянуті та проаналізовані різновиди компоновальних схем та конструктивні особливості тягових передач першого класу. Взявши до уваги вимоги до тягових передач та умови їх експлуатації була прийнята до розрахунку двостороння косозуба передача.

На основі вихідних даних до дипломної роботи було виконано розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс тягового редуктора та основні параметри передачі в цілому. Також для прийнятого до розрахунку маятникового механізму підвішування тягового двигуна було визначено геометричні розміри та жорсткість гумових шайб.

Виходячи з розрахованих даних було здійснено розрахунок динамічних показників тягової передачі за хвилеподібного зносу поверхні рейок, який показав ймовірність втрати зачеплення зубів зубчастих коліс у діапазоні зміни швидкостей від 23 до 27 км/год. Для решти значень швидкості руху очікується нормальна робота зубчастих зачеплень.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Гетьман Г.К. Тягові передачі електрорухомого складу [Текст]: Навчальний посібник. / Гетьман Г.К., Голік С.М. – м.Дніпро: Вид-во ПР «Стандарт-Сервіс», 2020. – 258 с.
2. Калихович В.Н. Тяговые зубчатые передачи электрических локомотивов. / Калихович В.Н. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – 69с.
3. Килихович В.Н. Тяговые приводы локомотивов [Текст]: Устройство, обслуживание, ремонт. / Килихович В.Н. – М.: Транспорт, 1983. – 111 с.
4. ДСТУ Б В.2.3-29:2011 Габарити наближення будівель і рухомого складу залізниць колії 1520 (1524) мм – ГОСТ 9238-83 / [Чинний від 30.12.2011], Київ, Мінрегіон України, 2012. – 42 с. (Національний стандарт України).
5. Василенко Г.В. Проектирование тяговых электрических машин. / Василенко Г.В., Бочаров В.И., Козорезов М.А., Находкин М.Д. – М.: Транспорт, 1976. – 624 с.
6. Курбасов А.С. Проектирование тяговых электродвигателей / Курбасов А.С, Седов В.И, Сорин Л.Н. – М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
7. Бочаров В.И. Тяговые двигатели электроприводов / Бочаров В.И, Захаров Л.Ф, Коломойцев М.А, и др. Новочеркасск: Агентство Наутилус, 1998. – 668 с.
8. Гетьман Г.К. Теорія електричної тяги [Текст] / Гетьман Г.К. – Дн-ськ: Акцент ПП. 2014. – 580 с.
9. Розрахунок основних параметрів та амплітудно-частотних характеристик тягової передачі приводу першого класу [Текст]: Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни «Тягові передачі рухомого складу» / уклад: Михайленко Ю.В, Голік С.М. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, 2012. – 38 с.
10. Правила технічної експлуатації залізниць України / м.Київ Міністерство транспорту України, 1996 р, – 106 с.