Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

Розроблення пропозицій з підвищення довговічності тягового редуктору високошвидкісних поїздів ЕКр1 завдяки переходу від косозубих до шевронних передач

Пояснювальна записка і розрахунки
до кваліфікаційної роботи магістра

МКРМЕ 410.10.01 ПЗ

Розробив: студент групи 221-ЛЛГ-Д24
Спеціальності 273 Залізничний транспорт
Спащенко І.В.



Керівник: доц., к.т.н.
Сумцов А.Л.

Рецензент: Проф., д.т.н.
Дацун Ю.М.

2026

Український державний університет залізничного транспорту

Факультет механіко-енергетичний
Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу
Освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр
Спеціальність: 273. Залізничний транспорт («Локомотиви та локомотивне господарство»)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри,
професор, д-р техн. наук
(підпис) В.Г. Пузир
«___» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Спащенка Івана Валерійовича

1. Тема: «Розроблення пропозицій з підвищення довговічності тягового редуктору високошвидкісних поїздів ЕКр1 завдяки переходу від косозубих до шевронних передач»
Керівник: Сумцов Андрій Леонідович, доц., к.т.н.
затверджено розпорядженням по механіко-енергетичному факультету
від «24» лютого 2026 року № 8.
2. Строк подання студентом закінченої роботи «12» червня 2026 року.
3. Вихідні дані Методичні вказівки по збору статистичної інформації в локомотивних депо (№471) _____
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки: - Тягова передача; - Вимоги, що ставляться до тягових передач; - Конструкції тягових передач в приводах І класу; - Вагони електропоїзда ЕКр1 «ТАРПАН»; - Модель зубчастої передачі у високошвидкісному поїзді; - Підмодель системи транспортного засобу; - Підмодель зубчастої передачі; - Підмодель підшипника; - Аналіз роботи зубчастої передачі; - Аналіз навантаження на підшипник та контактних напружень при різних швидкостях; - Техніко-економічне обґрунтування впровадження шевронної зубчастої передачі.
5. Перелік графічного матеріалу - Модель динаміки системи транспортного засобу; - Підмодель системи транспортного засобу; - Підмодель зубчастої передачі; -

Підмодель підшипника; - Перевірка моделі; - Аналіз роботи зубчастої передачі; - Аналіз навантажувальних характеристик підшипників.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Техніко-економічне обґрунтування	Калабухін Ю.Є., проф., д.т.н.		

7 Дата видачі завдання «20» лютня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	**Примітка**
1	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу. Формування змісту та етапів роботи.	20.02–06.03	Виконано
2	Збирання та обробка статистичної інформації	03.10–31.04	Виконано
3	Виконання роботи по розділам дипломного проекту. Аналіз одержаних даних, їх розрахунок та обробка	01.05–08.05	Виконано
4	Перевірка виконаних завдань у керівника дипломного проекту, виправлення помилок, виконання робіт по розділам консультантів	05.11–20.05	Виконано
5	Робота над оформленням графічної частини, проведення розрахунків та створення на їх підставі графічних матеріалів	21.05–01.06	Виконано
6	Перевірка виконаних робіт у керівника проекту, виправлення помилок, чистове виконання розділів дипломного проекту	02.06–06.06	Виконано
7	Нормоконтроль, виправлення помилок та підготовка до захисту	07.06–15.06	Виконано

Студент _ Спащенко І.В.

Керівник (підпис) Сумцов А.Л.

Зміст

Анотація	5
Вступ	6
1 Тягова передача	9
1.1 Загальні положення	9
1.2 Вимоги, що ставляться до тягових передач	9
1.3 Конструкції тягових передач в приводах І класу	11
1.4 Моторно-осьові підшипники	15
1.5 Зубчаста передача в приводах І класу	20
1.6 Особливості конструкції приводу ІІ класу	27
1.7 Загальні відомості про тягові муфти	29
1.8 Корпус редуктора	31
1.9 Особливості конструкції приводу ІІІ класу	43
1.10 Вагони електропоїзда ЕКр1 «ТАРПАН»	45
2 Модель зубчастої передачі у високошвидкісному поїзді	56
2.1 Підмодель системи транспортного засобу	56
2.2 Підмодель зубчастої передачі	58
2.3 Підмодель підшипника	68
2.4 Перевірка моделі	71
2.5 Аналіз роботи зубчастої передачі	75
2.6 Аналіз навантажувальних характеристик підшипників	77
2.7 Аналіз навантаження на підшипник та контактних напружень при різних швидкостях	80
3 Техніко-економічне обґрунтування впровадження шевронної зубчастої передачі	86
Список використаних джерел	93

Анотація

У високошвидкісних поїздах зазвичай використовуються косозубі зубчасті передачі, які суттєво впливають на вантажопідйомність підшипників та експлуатаційні характеристики підшипників коробки передач. У цій роботі основна увага приділяється підшипникам коробки передач, створюючи динамічні моделі як для косозубих, так і для шевронних зубчастих передач у високошвидкісних поїздах. Моделювання особливо підкреслює точність підшипників на шестерні та зубчастих колесах коробки передач. За допомогою цієї моделі проводиться порівняльний аналіз навантажень на підшипники та контактних напружень підшипників коробки передач за умови рівномірної швидкості роботи між двома зубчастими передачами. Результати дослідження показують, що косозуба зубчаста передача генерує осьові сили, що призводять до значного дисбалансу навантаження на підшипники з обох боків великої шестерні, і цей дисбаланс посилюється зі збільшенням швидкості поїзда. Як наслідок, це призводить до значного збільшення контактного напруження на підшипниках з одного боку. Застосування шевронних зубчастої передачі ефективно пригнічує осьові сили, вирішуючи проблему дисбалансу навантаження та суттєво зменшуючи контактне напруження на спочатку зміщеній стороні підшипників. Дослідження демонструє, що використання шевронних зубчастої передачі може значно покращити експлуатаційні характеристики підшипників коробки передач високошвидкісних поїздів, тим самим продовжуючи термін їхньої служби.

Ключові слова: високошвидкісний поїзд, косозуба передача, шевронна передача, підшипники коробки передач, динамічна модель.

Abstract

High-speed trains commonly use helical gears, which significantly affect the bearing load capacity and performance of gearbox bearings. This paper focuses on gearbox bearings, creating dynamic models for both helical and chevron gears in high-speed trains. The simulations particularly emphasize the accuracy of bearings on the gear and gears of the gearbox. This model is used to perform a comparative analysis of bearing loads and contact stresses of gearbox bearings under the condition of uniform speed operation between the two gears. The results of the study show that helical gears generate axial forces that lead to a significant imbalance in the bearing load on both sides of the large gear, and this imbalance increases with increasing train speed. As a result, this leads to a significant increase in contact stress on the bearings on one side. The use of chevron gears effectively suppresses axial forces, solving the problem of load imbalance and significantly reducing the contact stress on the initially displaced side of the bearings. The study demonstrates that the use of chevron gears can significantly improve the performance of high-speed train gearbox bearings, thereby extending their service life.

Keywords: high-speed train, helical gear, chevron gear, gearbox bearings, dynamic model.

1 Вступ

Високошвидкісні поїзди, визнані безпечним, надійним та ефективним засобом пасажирських перевезень, зазнали швидкого розвитку протягом останніх двох десятиліть. Наразі зубчаста передача у високошвидкісних поїздах зазвичай використовує одноступеневий косозубий зубчастий механізм [1, 2]. Порівняно з прямозубими зубчастими колесами, система передачі з косозубими зубчастими колесами демонструє кращі характеристики зачеплення, вищі коефіцієнти контакту та підвищену несучу здатність [3]. Однак, через кут нахилу спіралі зубців шестерні, косозубі зубчасті колеса створюють осьові сили під час процесу передачі. Ці сили діють на підшипники між валом шестерні та коробкою передач, що, в свою чергу, впливає на розподіл навантажень на підшипниках.

Як компонент, що з'єднує вал шестерні передачі та коробку передач, підшипники витримують інтенсивні коливання навантаження, спричинені такими факторами, як збудження від зачеплення шестерень та випадкові удари колеса об рейки. Експлуатаційне середовище для підшипників у високошвидкісних поїздах надзвичайно суворе, що часто призводить до таких проблем, як поверхневе відколювання, втоми та руйнування. Наразі вчені провели численні дослідження методів діагностики несправностей підшипників, таких як спрощена згорткова нейронна мережа з поверхневим об'єднанням інформації [4] та дослідження механізму виявлення акустичної емісії [5]. Завдяки постійному вдосконаленню та оновленню алгоритмів машинного та глибокого навчання в галузі діагностики несправностей можна досягти задовільних результатів у діагностиці різних типів несправностей і навіть кількох змішаних несправностей [6]. Однак діагностика несправностей на основі індикаторів, таких як вібрація [7, 8], температура [9] та шум [10, 11], здатна виявляти лише існуючі несправності в підшипниках. Щоб механічно дослідити причини поломок підшипників та провести надійний прогноз втоми підшипників, деякі вчені провели експерименти зі спектром навантаження, спрямовані на динамічні навантаження, що діють на підшипники, що є основним фактором, що призводить до поломок підшипників. Наприклад, вони рівномірно кріплять тензодатчики до зовнішнього кільця підшипників і використовують

експериментальний стенд для перевірки розподілу контактного навантаження на підшипниках редуктора за різних умов зачеплення [12]. Цей метод використовується для визначення положення з максимальним навантаженням та подальшого аналізу характеристик та причин змін контактного навантаження в цьому конкретному місці [13].

Експериментування забезпечує точний засіб вимірювання фактичних змін навантажень на підшипники [14]. Однак на його точність впливають такі фактори, як налаштування умов випробувань та точність обладнання. Це особливо актуально для підшипників, що обслуговують високошвидкісні поїзди, де складне експлуатаційне середовище та пов'язані збудження від зачеплення зубчастих колій та ударів колеса об рейки ускладнюють моделювання реальних умов експлуатації на випробувальному стенді. Отже, деякі вчені обирають теоретичне моделювання та чисельний аналіз для проведення своїх досліджень. Лю та ін. [15] розробили динамічну модель для високошвидкісних поїздів, враховуючи як зубчасту передачу, так і опору підшипників. У дослідженні було проведено порівняльний аналіз роботи підшипників передньої та задньої осей редукторів в умовах криволінійної колії. Окрім експлуатаційних характеристик підшипників редукторів, вчені також провели дослідження підшипників двигунів та колісних пар у системах передач залізничних транспортних засобів. Лю та ін. [16, 17] розробили динамічну модель систем передачі транспортних засобів, враховуючи взаємодію колеса та рейки, зачеплення зубчастих колій, хвилястість роликів та інші внутрішні та зовнішні збудження. Вони проаналізували характеристики контактних напружень між роликами підшипників та внутрішніми/зовнішніми кільцями під дією різних збуджень, а також характеристики вібрації інших конструкцій транспортних засобів. Ван та ін. [18] створили динамічну модель для високошвидкісних поїздів з урахуванням стохастичного впливу бокового вітру. У дослідженні вивчали вплив різних рівнів бокового вітрового навантаження на розподіл контактних напружень підшипників осей.

Вищезгадані дослідження показують, що зміни осьових сил, викликані проходженням кривої та бічним вітровим навантаженням, суттєво впливають на розподіл навантажень на підшипники. У зубчастій передачі осьові сили, що

створюються косозубими зубчастими колесами, не можна ігнорувати [19]. Щоб вирішити це обмеження, використання симетричної установки двох косозубих зубчастих коліс з протилежними кутами нахилу спіралі, що утворюють зубчасту передачу типу «шевронна», може ефективно компенсувати створювані осьові сили [20]. Наразі зубчасті колеса типу «шевронна» застосовуються в різних промислових секторах, таких як морські силові приводи [21], вітрові турбіни [22] та деякі планетарні системи передач [23]. Однак, зубчасті колеса типу «шевронна» досі не застосовувалися в залізничних транспортних засобах. З огляду на майбутню тенденцію до високошвидкісних поїздів, існуючі системи зубчастих передач зіткнуться з більш складними умовами експлуатації, що ставить підвищу вимогу до підшипників коробки передач. Тому заміна поточної косозубої зубчастої передачі на зубчасту передачу типу «шевронна» у високошвидкісних поїздах є можливим рішенням.

У цій статті запропоновано нову динамічну модель для системи зубчастої передачі типу «шевронна» високошвидкісних поїздів, враховуючи взаємозв'язок між колесом і рейкою. За допомогою симуляційних розрахунків у реальних експлуатаційних умовах високошвидкісних поїздів було обчислено динамічне навантаження та контактні напруження підшипників коробки передач. Дослідження включало порівняльний аналіз характеристик навантаження на підшипник та характеристик контактних напружень між системою зубчастої передачі типу «шевронна» та традиційною системою гвинтової зубчастої передачі. Використовуючи систему зубчастої передачі типу «шевронна», дослідження досліджує вплив на експлуатаційні характеристики підшипників коробки передач у високошвидкісних поїздах. Це досягається шляхом порівняння та аналізу характеристик навантаження на підшипник та контактних напружень з характеристиками звичайної системи гвинтової зубчастої передачі. Врахування взаємозв'язку між колесом і рейкою та використання фактичних нерівностей колії підвищують реалістичність та актуальність динамічної моделі, надаючи цінне розуміння впливу зубчастої передачі типу «шевронна» на експлуатаційні характеристики підшипників коробки передач у високошвидкісних поїздах.

1 Тягова передача

1.1 Загальні положення

Для передачі обертального моменту від вала тягового електродвигуна (ТЕД) до колісної пари служить тяговий редуктор. Положення колісної пари в компонувальній схемі екіпажа однозначно визначене її опорними і напрямними функціями. Для вала ж тягового двигуна існує декілька варіантів розташування, які можуть відрізнятися двома основними ознаками: - підресорений або непідресорений двигун відносно колісної пари; - взаємна орієнтація геометричних осей вала ТЕД і колісної пари (вони можуть бути співвісними, паралельними, непаралельними перетинаючими неперетинаючими). і непаралельними Двигун, розміщений на підресорених частинах візка або кузові, може переміщуватися відносно колісної пари. Для передачі обертання в умовах взаємних переміщень окремих елементів передачі необхідні рухомі сполучні муфти. У разі опори двигуна безпосередньо на вісь колісної пари необхідність в муфті відпадає. При неспіввісності геометричних осей вала двигуна і колісної пари необхідний редуктор, який, як правило, виконується на базі зубчастих передач (циліндрових або конічних). Таким чином, окрім вала ТЕД і колісної пари, передача може включати в себе тягові муфти і редуктори. Всі названі елементи можуть бути сполучені між собою безпосередньо або – при значному віддаленні один від одного – валопроводами [39, 43].

1.2 Вимоги, що ставляться до тягових передач

Елементи тягової передачі при роботі схильні до різних навантажень, які непостійні за абсолютним значенням і часом. Залежно від режиму ведення поїзда потужність, що реалізовується приводом, тяговий момент і частота обертання можуть змінюватися в широких межах. Так, у момент зрушення поїзда зубчаста

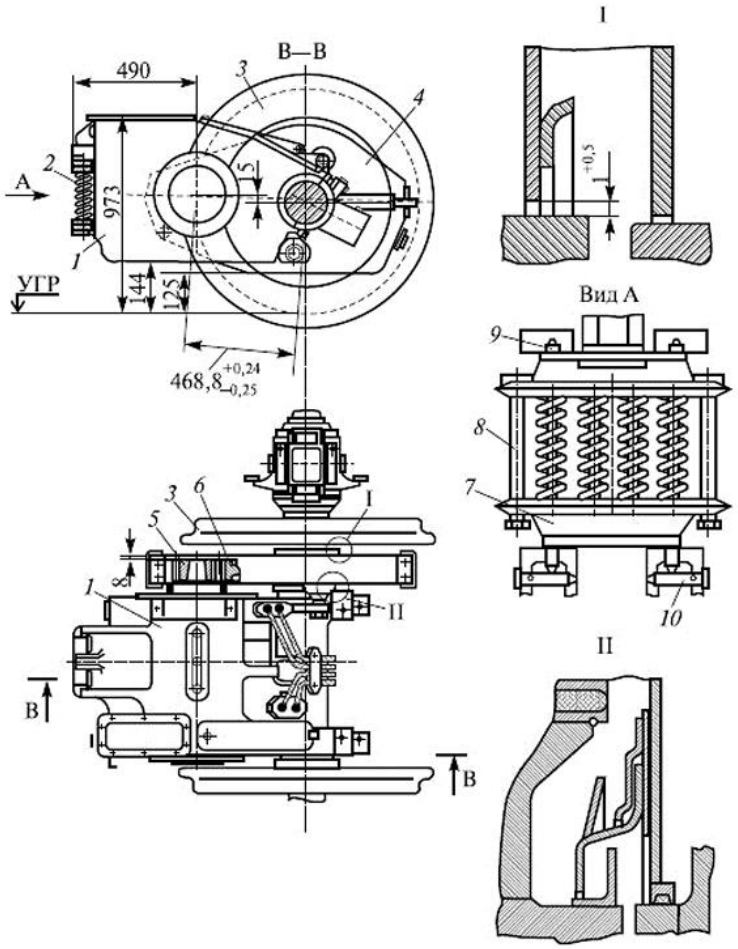
передача працює в режимі «тихохідної передачі» з низькими частотами обертання і великим обертальним моментом. При русі на максимальних швидкостях режим роботи передачі наближається до типового для «швидкохідних передач». Температури, при яких працюють поїзди на вітчизняних залізницях, змінюються від плюс 50 до мінус 55 °С. Безпосередня близькість до тягових передач таких джерел тепла, як тяговий двигун і гальмівні пристрої, а також власне виділення тепла може істотно збільшувати верхній рівень робочих температур передачі. Вода, сніг, пил, що містять значну кількість абразивних і хімічно активних речовин, постійно наявні в атмосфері, що оточує елементи передачі. Значні перепади тиску, викликані аеродинамічними явищами при руху на великих швидкостях, також сприяють їх проникненню у внутрішні порожнини. Крім того, тягова передача є одним з небагатьох вузлів локомотива, що погано піддаються візуальному контролю не тільки під час руху, але і на стоянці. У зв’язку з перерахованими причинами до передач ставлять ряд вимог, що визначаються експлуатаційними умовами роботи локомотива. Найбільш важливі з них такі: - забезпечення пружного зв’язку якоря ТЕД з колісною парою; - забезпечення мінімальної ваги необресорених частин і мінімальної дії на колію; - забезпечення найбільш вигідної швидкості ТЕД і його високого ККД; - забезпечення такого розташування ТЕД, при якому вони легко доступні для огляду і ремонту і захищені від снігу, вогкості і пилу; - забезпечення високої безвідмовності в роботі, оскільки тягова передача не резервується і відмова її практично приводить до повної або часткової відмови локомотива. Для підвищення ККД необхідно зменшувати втрати в зубчастій передачі (передача повинна бути одноступінчатою і мати надійні ущільнення); для зменшення втрат на тертя слід використовувати підшипники кочення.

Дуже важливо, щоб привод мав хорошу ремонтопридатність, заміни дороговартісних вузлів не були б частими і щоб об’єм робіт з демонтажу і монтажу при ремонті був невеликим. Тягові передачі рухомого складу можна класифікувати за трьома класами: - привод І класу – опорно-осьове підвішування ТЕД і редуктора; - привод ІІ класу – опорно-рамне підвішування ТЕД і опорноосьове редуктора; - привод ІІІ класу – опорно-рамне підвішування і ТЕД, і редуктора. Для

високошвидкісного рухомого складу намітився напрям, пов’язаний з перенесенням великих мас тягового приводу на раму кузова.

1.3 Конструкції тягових передач в приводах І класу

Конструктивні особливості тягової передачі в приводі І класу переважно визначені тим, що тяговий двигун одним боком спирається на візок, а іншим – безпосередньо на вісь колісної пари. Зв’язок двигуна з колісною парою, що з’являється при цьому, дозволяє технічно просто (за допомогою моторно-осьових підшипників) забезпечити паралельність вала якоря двигуна і осі колісної пари і постійності відстані між ними. Це, у свою чергу, дає можливість застосувати найбільш просту тягову передачу, що складається з шестірні і зубчастого колеса, жорстко посаджених відповідно на вал двигуна і вісь колісної пари. При опорноосьовому підвішуванні двигуна кріплення його до рами візка виконують пружним, при цьому розрізняють траверсне, маятникове і люлькове підвішування. На вітчизняних тепловозах і електровозі ВЛ60ПК застосовано траверсне підвішування (рисунок 1.1). Привод включає електродвигун 1, що спирається з одного боку через моторно-осьові підшипники ковзання на вісь колісної пари 3, а з іншого за допомогою верхнього і нижнього приливків – на пружинний комплект 2 (вигляд А). Пружинний комплект складається з чотирьох пружин, розташованих між двома балками 7, стягуваними болтами 8, і встановлюється між лапами кронштейна, привареного до поперечної балки рами візка, з попереднім натягом, що виключає деформацію пружин від реакції тягового моменту. Його положення в кронштейні фіксується двома стрижнями 9, що проходять через отвори в лапах і балках (стрижні утримуються поперечними валиками 10).

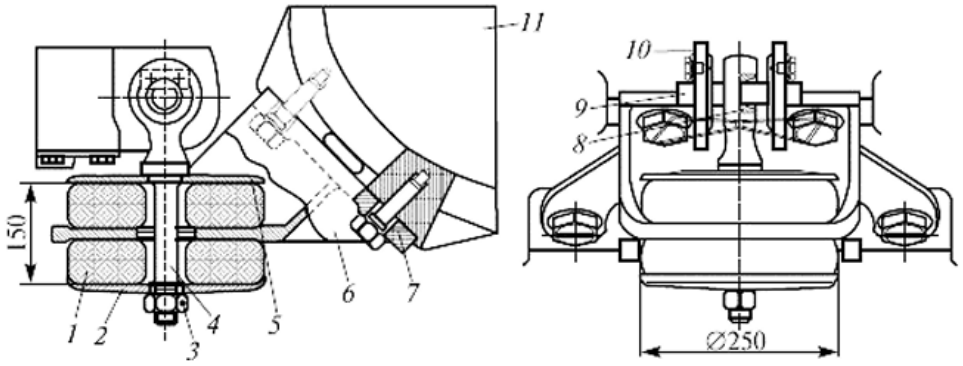


1 – ТЕД; 2 – пружинний комплект; 3 – колесо; 4 – кожух; 5 – провідна шестірня; 6 – зубчасте колесо; 7 – балки-опори пружинного комплекту; 8 – стягуючі болти; 9 – фіксуючі стрижні; 10 – поперечні валики

Рисунок 1.1 - Траверсне підвішування ТЕД

Передача обертального моменту здійснюється одностороннім редуктором, що складається з провідної шестірні 5, веденого зубчастого колеса 6 і кожуха 4. У кожух зубчастої передачі заливається 4,5÷5,5 л осіркованого мастила або мастила СТП (влітку марки Л, взимку З). Для запобігання його витоку кожух забезпечений по горизонтальному рознімачу ущільнювальними пазами, а на осі колісної пари з боку зубчастої передачі – однокамерним лабіринтом (перетин II). Крім того, на рухомому складі використовується ще більш технологічне і конструктивно простіше кріплення ТЕД на маятниковій підвісці з пружними гумовими шайбами (рисунок 1.2), що складають блок амортизаторів. Така конструкція застосована на електровозах ВЛ80 і ВЛ10. Кронштейн 6 коробчастого типу прикріплений болтами 7 до ТЕД 11 і розташований між гумовими шайбами 1, які затиснуті з попереднім

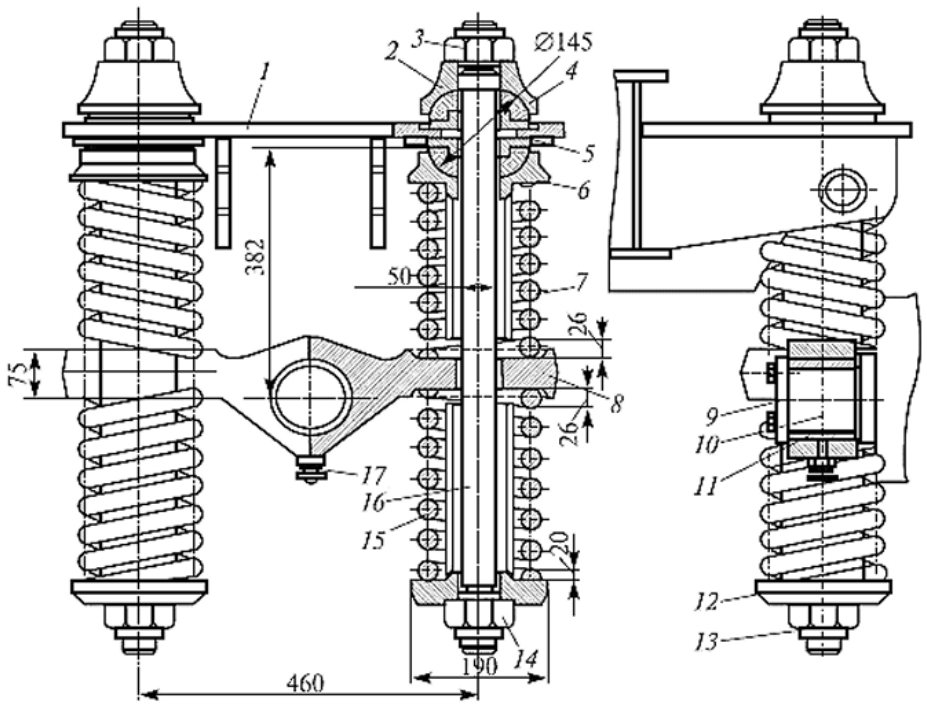
натягом між сталевими шайбами 2 і 5, надітими на підвіску 4 гайкою 3. Головка підвіски із запресованою втулкою 8 валиком 9 кріпиться до кронштейнів 10 рами візка.



1 – гумові шайби; 2, 5 – сталеві шайби; 3 – гайка; 4 – підвіска;
6 – кронштейн тягового двигуна; 7 – болти кріплення кронштейна;
8 – втулка; 9 – валик; 10 – кронштейн рами візка; 11 – тяговий двигун

Рисунок 1.2 - Маятникове підвішування ТЕД

При люльковому підвішуванні (рисунок 1.3) тягового двигуна електровозів серії К (вантажні шестивісні електровози змінного струму з кремнієвими випрямлячами, замовлені в Західній Німеччині для ознайомлення з європейським досвідом; рік постачання 1961; побудовано 20 (ФРН); списання: до 1978; виготівники – Сіменс-Шукерт, Крупп; розшифровка позначення: з кремнієвими випрямлячами; вага 138 т; навантаження на вісь 23 т; швидкість 100 км/год; потужність 5760 л.с.) застосовується конструкція, що складається з балансира 8, підвісок 16, піддонів 6 і 12 з привареними до них напрямними втулками, кульових шарнірів і верхніх 7 і нижніх 15 пружин. До корпусу тягового двигуна болтами кріпиться цапфа 10, на яку напресовується втулка 11. На цапфу заводиться балансир 8 і кріпиться до неї трьома болтами.



1 – кронштейн поперечної балки рами візка; 2 – ковпак; 3 – корончаті гайки; 4, 5 – верхня і нижня півсфери; 6, 12 – піддони; 7, 15 – верхні і нижні пружини; 8 – балансир; 9 – шайба; 10 – цапфа; 11 – втулка; 13 – шплінт; 14 – корончаті гайки; 16 – підвіски; 17 – маслянка

Рисунок 1.3 - Люлькове підвішування ТЕД

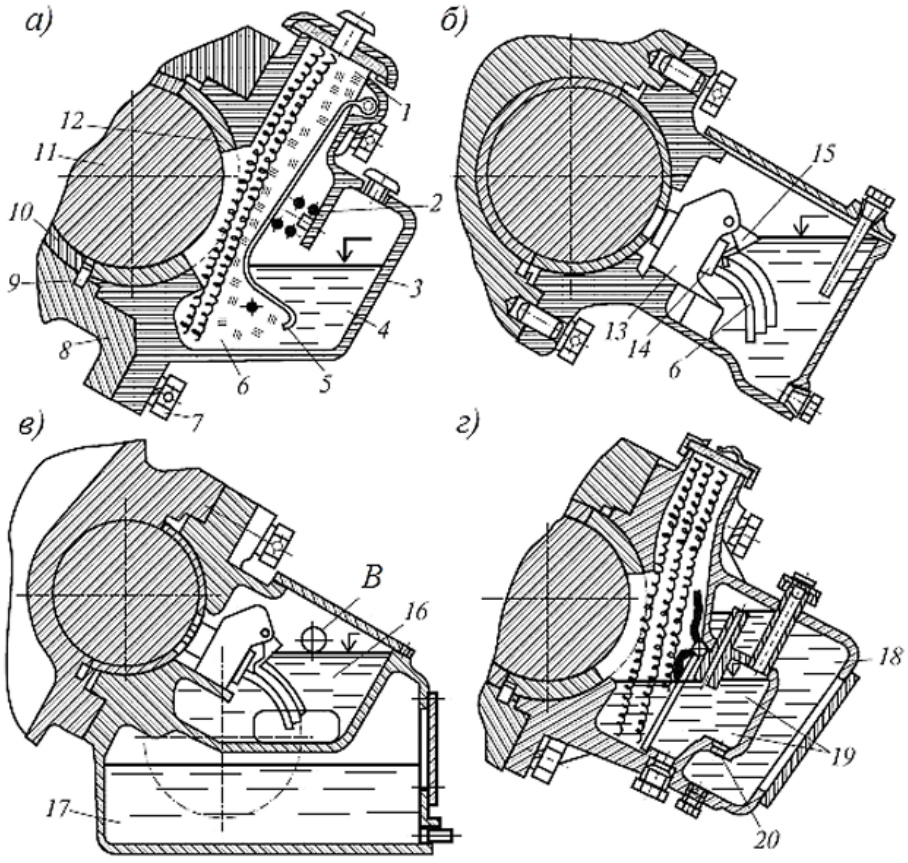
Змащення поверхонь балансира і втулки, що труться, здійснюється маслянкою 17. Вага тягового двигуна через балансир передається на нижні пружини, піддони, корончаті гайки 14, підвіски 16 і корончаті гайки 3 на ковпаки 2. Кульове з’єднання підвісок з кронштейном 1 поперечної балки рами візка складається з двох півсфер: верхньої 4 і нижньої 5, піддону 6 і ковпака 2. Підвіска 16 має діаметр 50 мм і виконана зі сталі 25СгМо4. Кульова поверхня ковпака, виготовленого зі сталі СК45, шліфується. Півсфери 4 і 5 виконані із сталевого графітизованого матеріалу, що не вимагає змащення, і приклеєні до сталевих фланців, розміщених в гніздах кронштейна. Корончаті гайки М48Х3 стопоряться шплінтами 13.

1.4 Моторно-осьові підшипники

Застосування моторно-осьових підшипників ковзання пояснюється тим, що в умовах дуже великих динамічних навантажень, що є наслідком поєднання великих вертикальних прискорень колісної пари і великої маси двигуна, пропоновані промисловістю підшипники кочення не забезпечують необхідної довговічності, а зміна їх украй трудомістка, оскільки вимагає розпресування колеса. Основна умова довговічності моторноосьових підшипників – забезпечення хороших умов змащення. Для розміщення моторно-осьових підшипників на остові тягового двигуна відлиті два кронштейни, до них чотирма болтами кріпляться шапки моторно-осьових підшипників, відлиті зі сталі, після чого внутрішня поверхня кронштейнів і шапок розточується під установлення вкладишів моторно-осьових підшипників. Вкладиші моторно-осьових підшипників відлиті з латуні з двох половин у вигляді напівциліндрів з буртами з одного боку. Внутрішня поверхня вкладишів залита бабітом. Зовнішній вкладиш має вікно для змащення. Для запобігання прокручуванню вкладишів у кронштейні тягових двигунів встановлена шпонка на стику між половинами вкладишів.

Потім бабіт усередині вкладишів розточується за діаметром шийки осі колісної пари під моторно-осьові підшипники із зазором 0,25÷0,5 мм, після чого пришабрюється по шийці осі пари. При встановленні моторно-осьових підшипників враховують їх бракувальні розміри: - радіальний зазор між бабітом вкладишів і віссю колісної пари – не більше 2,5 мм (заміряється щупом з канави через прорізи в кожусі, що закриває середню частину осі колісної пари). Після поточного ремонту ПР-3 цей зазор повинен складати 0,25÷0,5 мм; - розгін ТЕД уздовж осі колісної пари – не більше 6 мм (після ПР-3 – 0,5÷2 мм). Розгін заміряється на ПР-2 при знятих кожухах зубчастої передачі як сума зазорів з двох сторін між буртом вкладиша моторно-осьового підшипника і торцем маточини колісного центру. При гнотовій (рос. фитильной) системі змащування осі і вкладишів шапка моторно-осьових підшипників розділена усередині на три камери: камеру для гноту (рос. фитилей), камеру постійного рівня мастила, камеру-резервуар для мастила (рисунок 1.4, а). У камеру для гноту зверху через

отвір з кришкою закладають три гноти (рос. фитиля), сплетені з шерстяних ниток (завдовжки 800 мм), просочені в мастилі протягом доби, складені удвічі на дерев'яній лопатці. Ці гноти через вікно в зовнішньому вкладиші стикаються з віссю колісної пари. Потім камерурезервуар заповнюють мастилом під тиском 3 атм, після чого через верх ніпеля (трубочки) заповнюється нижня камера постійного рівня мастила – до початку виходу мастила назовні. з На рухомому складі застосовують також моторно-осьові підшипники польстерною системою змащення, з циркуляційною системою змащення і системи з постійним рівнем мастила. Польстерний механізм (рисунок 1.4, б) складається з остова 13, пригвинченого до днища шапки і забезпеченого U-подібними напрямними пластинками. Усередині напрямних розташована коробка 14 із закріпленим в ній гнотом 6, складеним з трьох пластин каркасної повсті (рос. войлок) або її замінника. На верхній і нижній поверхнях коробки встановлені пластинчасті пружини, які ковзають по U-подібних напрямних. Гніт притискається до шийки осі двома пружинами і важелем 15, що спирається на бурти польстерної коробки. Шапка моторноосьового підшипника має збільшений резервуар для мастила місткістю 4 л, що забезпечує пробіг локомотива між черговими дозаправками не менше 1000 км. Передбачені також зливна пробка і щуп для контролю рівня мастила.



1 – запобіжна набивка; 2 – пружина; 3 – корпус шапки; 4 – мастило;
5 – притискна пластина; 6 – гніт; 7 – болт; 8 – остов двигуна;
9 – шпонка; 10, 12 – бабітові вкладиші; 11 – вісь колісної пари;
13 – остов; 14 – коробка; 15 – важіль; 16 – верхні камери;
17 – мастилозбірник; 18, 19 – камери; 20 – отвір

Рисунок 1.4 - Моторно-осьові підшипники ковзання ТЕД в приводах I класу з гнотовою (а), польстерною (б), циркуляційною (в) системами змащування і з системою постійного рівня мастила (г)

Циркуляційна система змащення (рисунок 1.4, в) має таку конструкцію: у одній загальній шапці розміщені, окрім вкладишів, два польстери, мастилозбірник 17 місткістю 35 л і шестеренна помпа, що приводиться в дію від рознімного зубчастого колеса, встановленого на осі колісної пари. Мастило з колеса по спеціальних каналах подається в праву і ліву верхні камери 16, де постійно забезпечується його необхідний рівень. У камерах встановлені польстери, за допомогою яких мастило через вікна у вкладишах надходить безпосередньо в зону тертя. Відпрацьоване в підшипниках мастило, а також його надлишки в камерах

16 по спеціальних каналах і через вікно В зливаються назад в мастилозбірник 17. Польстери забезпечують змащення моторно-осьових підшипників при зрушенні з місця і на малих швидкостях руху, а також відіграють роль дублюючої системи змащення у разі виходу з ладу шестеренної помпи.

Для запобігання витоку мастила передбачені двокамерні лабіринтові ущільнення, які на перших зразках моторно-осьових підшипників виконувалися як єдине ціле з вкладишами. В результаті моторно-осьові підшипники з циркуляційною системою мастила забезпечують пробіг локомотива між черговими дозаправками не менше ніж 10 тис. км.

На електровозах питомі навантаження на вкладиші моторноосьових підшипників унаслідок симетрії двосторонньої зубчастої передачі значно нижче, ніж у тепловозів, тому на них з успіхом застосовують моторно-осьові підшипники з постійним рівнем мастила (рисунок 1.4, г), які мають дві камери. В одній з камер – 19, рівень мастила в якій залежить від висоти ніпеля, що сполучає його з камерою 18, знаходиться шерстяна набивка. Система працює таким чином: як тільки рівень мастила в камері 19 знизиться настільки, що мастило не буде торкатися ніпеля, повітря, що знаходиться в ній, почне надходити в камеру 18, розрідження в якій зменшиться. Внаслідок цього мастило надходитиме через отвір 20 в камеру 19 до тих пір, поки не закриє ніпель. Поповнення мастила і підтримка його постійного рівня продовжуватимуться, поки не витратиться мастило із запасної камери. Ревізія моторно-осьових підшипників здійснюється через три ПР-1. При цьому виконуються такі роботи:

- зливається мастило з шапок моторно-осьових підшипників (через два нижні отвори з пробками);

- з шапок виймаються шерстяні гноти, промиваються гасом (рос. керосином), просушуються, замінюються порвані шерстяні нитки, після чого вони просочуються мастилом протягом доби (лежать у відрі з машинним маслом);

- заміряється знос бабіту вкладишів, тобто радіальний зазор моторно-осьових підшипників, який повинен бути не більше 2,5 мм;

- у шапки заправляються гноти і заливається мастило під тиском.

Заправка мастила в моторно-осьові підшипники з постійним рівнем здійснюється під тиском 0,35 МПа через спеціальний шланг з наконечником, що вставляється в конічний отвір 20. Після однієї заправки забезпечується пробіг локомотива не менше 1000 км.

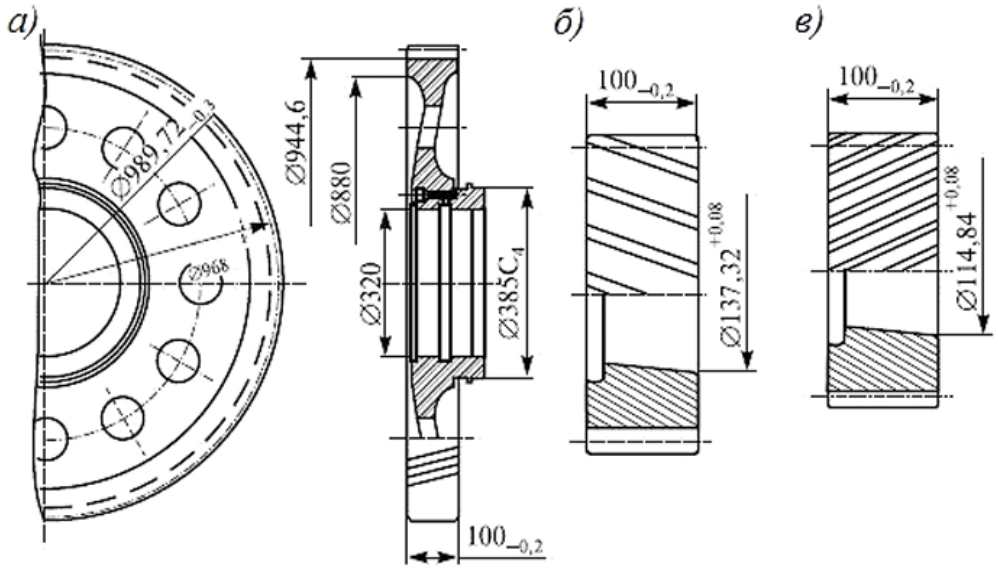
Для зменшення шкідливої дії на колію необресореної частини тягового двигуна при опорно-осьовому підвішуванні часто намагалися помістити в моторно-осьові підшипники пружини, проте забезпечити незмінну централь (відстань між центром осі колісної пари і віссю ТЕД) не вдавалося.

Незважаючи на відмічені переваги, конструкції моторноосьових підшипників залишаються трудомісткими в обслуговуванні і ремонті, вимагають великої витрати мастила і кольорових металів; неможливість надійної герметизації вузлів веде до забруднення навколишнього середовища. У результаті наявність моторно-осьових підшипників можна розглядати як довід на користь відмови від застосування приводів I класу. Ще одним доводом може служити і те, що в даному типі приводу практично неможливо забезпечити герметичність кожуха редуктора.

Разом з тим промислове освоєння потужних тиристорних перетворювачів трифазного струму регульованої частоти відкрило ряд напрямів вдосконалення приводу за умови застосування асинхронних тягових двигунів, що володіють значно більшою питомою потужністю, ніж двигуни постійного струму. Практично двократне зниження маси двигуна і менша сприйнятливість до вібрацій, а також поява вібростійких підшипників кочення у ряді випадків (в першу чергу для швидкостей до 120 км/год) роблять виправданим повернення до приводу I класу зі спиранням на вісь через підшипники кочення. Так виконані приводи тепловоза DE6400 для голландських залізниць, який розглядається як прототип загальноєвропейського тепловоза 2000 р. і електровоза для КНР, що поставляється рядом європейських фірм.

1.5 Зубчаста передача в приводах І класу

Зубчаста передача в приводах І класу виконується залежно від передаваної потужності одно- або двосторонньою. На вітчизняних вантажних електровозах привод має двосторонню косозубу передачу з кутом нахилу зубів 24° (рисунок 1.5), на пасажирських електровозах і електропоїздах (окрім ЕМ4) – односторонню прямозубу.



а – ведене зубчасте колесо; б – шестірні електровоза ВЛ80; в – шестірня електровоза ВЛ80К, ВЛ10

Рисунок 1.5 - Велике зубчасте колесо вітчизняних вантажів електровозів

Рівність статичних навантажень з правого і лівого боку двосторонньої зубчастої передачі забезпечується застосуванням протилежного нахилу зубів на різних сторонах.

На електровозах ВЛ80 застосовуються шестерні, виковані з хромонікелевої сталі, потім обточені з усіх боків. Усередині шестірня має конічний отвір з ухилом 1:10 – для напресовування на вал якоря тягового двигуна. Збоку отвору виконана виточка шириною 15 мм – для гайки. Зовні на шестірні нарізається 21 косий зуб. Модуль зубів – 11 мм. Зуби піддаються термообробці – цементуються і гартуються.

Готові шестерні конічним отвором притираються пастами до конічних кінців вала якоря тягового двигуна (не менше 85 %). Потім шестерні нагріваються (до 150÷180 °С) і напресовуються на кінці вала якоря тягового двигуна (з натягом уздовж вала 2,5÷3,0 мм). Одна шестірня напресовується на кінець вала якоря ТЕД довільно, а інша шестірня на протилежний кінець вала якоря ТЕД – після розмітки по зубах зубчастого колеса колісної пари.

Для нормальної роботи зубчастого зачеплення необхідно, щоб відстань між центром осі колісної пари і віссю ТЕД (централь) зубчастого колеса і шестірні не мінялася. Робота зубчастої передачі не порушується тоді, коли зв'язок тягового двигуна з колісною парою незмінний, при цьому мінімізується знос моторно-осьових підшипників.

Розпірні сили, що з'являються при роботі односторонньої передачі, викликають нерівномірне навантаження і знос моторноосьових підшипників і зубчастої передачі тягового двигуна, що порушує нормальну роботу зубчастого зачеплення (з'являються перенапруження і клиноподібний знос зубчастих коліс).

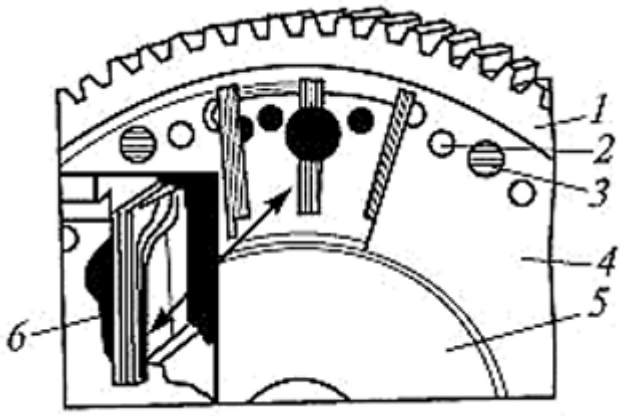
При двосторонній зубчастій передачі також спостерігається односторонній знос зубчастих коліс. Для виключення цього необхідно забезпечити однакове навантаження обох шестерень, що і досягається застосуванням косозубого зачеплення, коли на обох сторонах встановлюють шестерні з нахилом зубів у протилежних напрямах.

При цьому у разі неточностей монтажу при зачепленні шестірні тільки з одного боку передачі, аксіальна складова, що з'являється, від косого зуба коліс на шестірню примушує якір переміщатися до тих пір, поки не увійде до зачеплення шестірня з іншого боку.

Одним з основних недоліків передачі при опорно-осьовому підвішуванні тягового двигуна є збільшення непідресореної ваги, що при проходженні колісною парою нерівностей колії викликає значні напруження в шестернях, які зростають зі збільшенням інерції якорі. Для зменшення дії колії на зубчасту передачу застосовують зубчасті колеса з пружними вінцями. Пружні вінці забезпечують при двосторонній передачі більш рівномірний розподіл зусиль між обома передачами, причому розподіл залежить від жорсткості пружного механізму вінців і

початкового їх зусилля. У пружних зубчастих передачах застосовуються листові і циліндричні пружини.

Конструкція пружної передачі з листовими пружинами подана на рисунку 1.6. При передачі обертального моменту від двигуна вінець 1 повертається відносно центру зубчастого колеса 2 і викликає додатковий вигин пружних пластин 3. Щоб не допустити випадання пакетів, з обох боків центру зубчастого колеса встановлюють шайби 4 з листової сталі і стягують їх заклепками з потайними головками. Центр 5 має по зовнішньому боку залежно від передавального числа від 22 до 25 пазів, в які закладаються пакети листових пружин. Кожен пакет складається з восьми пластин і прокладки 6. Пластини поміщені в два ряди по чотири з кожного боку прокладки, яка створює попередній натяг. За станом пакетів спостерігають через отвори в шайбах 4.



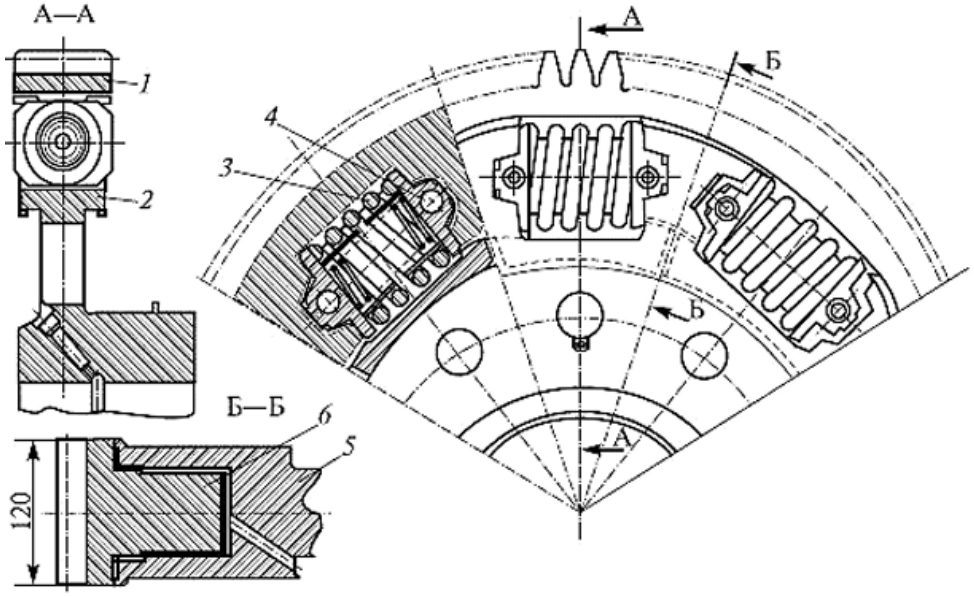
1 – зубчастий вінець; 2 – зубчасте колесо; 3 – пружні пластини;
4 – шайба; 5 – центр колеса; 6 – прокладка

Рисунок 1.6 - Ведене зубчасте колесо вантажних електровозів з листовими пружинами

Пружні вінці з ресорними пакетами мають велику жорсткість, тому навіть при незначній невідповідності в розташуванні зубів шестерень і зубчастих коліс на обох боках колісної пари при русі в одному напрямі передача часто працює одним боком, а при русі у зворотному – іншим.

Вінець з циліндричними пружинами виходить менш жорстким. Вінець 1 зубчастого колеса електровоза Ф (електровоз змінного струму, що будувався у

Франції на замовлення СРСР в 1957 р. для набуття досвіду експлуатації і конструювання електровозів змінного струму напругою 25 кВ, – 50 електровозів змінного струму типу 30-30 з ігнітронами – ртутними випрямлячами; на сьогодні зберігся лише 1 електровоз ФК-07 – експонат залізничного музею у Варшавському вокзалі Санкт-Петербургу) (рисунок 1.7) нерозрізний, забезпечений виступами 6, що проходять між парними виступами 5 в тілі центру зубчастого колеса 2. Щоб вінець можна було надіти на центр, вирізи між виступами повинні дещо перевищувати виступи.



1 – вінець; 2 – центр зубчастого колеса; 3 – пружини; 4 – упори;
5 – виступи в центрі зубчастого колеса; 6 – виступи вінця

Рисунок 1.7 - Зубчасте колесо з циліндричними пружинами

Після установлення вінця виступами проти пазів у зубчастому колесі і повороту його таким чином, щоб виступи вінця опинилися усередині парних виступів центру зубчастого колеса, у вільні простори, що утворилися, між виступами ставлять пружини 3 з упорами 4.

Шестерні виготовляють зі сталі 20ХН3А або 37ХН3А; після нарізки їх цементують, гартують і шліфують. Ведені зубчасті колеса електровозів виготовляють зі сталі 55, заготовки піддаються загартуванню і високому відпуску. На їх довговічність впливають не лише технологія, але і точність виготовлення.

При відхиленні основного кроку і профілю зачеплення від норми не відбувається плавного пересполучення зубів, виникають удари, сила яких через великі частоти пересполучень і значні взаємодіючі маси може вимірюватися десятками тонн. Внаслідок цього в процесі роботи передачі відбувається знос зубів, викришування металу, поява втомних тріщин в основі зуба і порушення евольвентного профілю. Одночасно з цим йде припрацювання зубів, у процесі якого знижуються негативні наслідки спотворення профілю і віброактивність зубчастої колісної пари може залишатися помірною.

Однією з причин утомних руйнувань зубчастих коліс є їх недостатнє поверхневе зміцнення, тому після механічної обробки зубів проводять поверхневе загартування струмами високої частоти. При цьому час нагрівання одного зуба становить 12÷15 с, охолодження 6÷8 с при температурі 50 °С в розчині соди і мила. Після загартовування проводиться відпуск при нагріванні до 200 °С з повільним повітряним охолодженням, потім шліфуфіння зубів. З обох боків робочої поверхні зубів залишають незагартований шар на 2±1 мм до краю. Западину і головку також залишають незагартованими. Товщина загартованого шару складає 1,5÷4 мм.

Загартування тільки робочої поверхні має той недолік, що в загартованому шарі виникають стискальні напруження, а в місці переходу від загартованого до незагартованого шару – розтягальні, які разом з робочими розтягальними напруженнями є причиною утворення тріщин і утомних руйнувань. Щоб уникнути цього, рекомендується механічне зміцнення западин між зубами, яке виконують роликом на спеціальному накатному верстаті. Хороші результати дає загартовування струмами високої частоти по всьому контуру колеса, включаючи западини, що виключає утворення перехідних зон.

Якщо з якої-небудь причини редуктор «розпарений», тобто одне з припрацьованих зубчастих коліс замінено, то відбувається різке зростання зносу зубів обох коліс, навіть якщо у знову поставленого колеса робочі поверхні зубів не зношені.

Пружне самоустановлюване колесо (рисунок 1.8) складається з зубчастого вінця 1, маточини 8, двох фланців 6, з’єднаних з маточиною болтами 9. У співвісних отворах вінця і фланців у почерговому порядку встановлені вісім

еластичних 2 і вісім упорних 4 гумометалевих блоків. Блок в осьовому напрямку фіксується стопорними кільцями 5 і упорними дисками 3, прикріпленими зовні до бічних фланців колеса. Вінець спирається на маточину через насипний роликовий підшипник.

Еластичний гумометалевий блок складається з трьох гумових елементів. При зрушенні локомотива з місця і розгоні до зубчастого колеса прикладений великий крутний момент. Під його дією вінець повертається щодо маточини, деформуючи спочатку еластичні, а потім і упорні гумометалеві блоки.

Зі збільшенням швидкості руху крутний момент зменшується і упорні гумометалеві блоки виводяться з роботи.

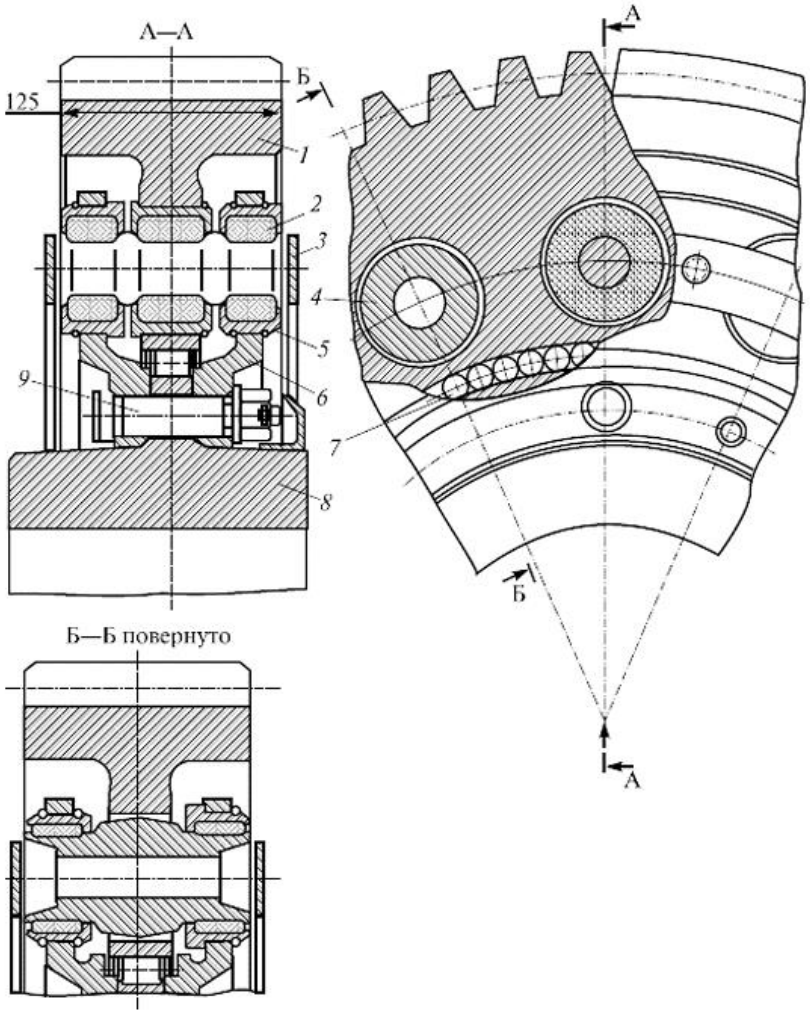
Застосування даного типу передачі позитивно вплинуло на надійність роботи тягових електродвигунів та інших вузлів приводу. Так, більш ніж дворазове зниження динамічних навантажень в пружній тяговій передачі зменшило її віброактивність, в результаті чого скоротилися пошкодження болтових кріплень кожуха редуктора до остова тягових електродвигунів. Зменшилася також схильність локомотива до буксування, на 15 % знизилася інтенсивність зносу бандажів.

Незважаючи на постійне вдосконалення конструкції, тягові приводи класу I мають ряд непереборних недоліків, які знижують надійність і ускладнюють експлуатацію та ремонт. До них відносяться:

- слабкий віброзахист тягових електродвигунів і, як наслідок, пошкодження ТЕД через високе вібронавантаження;

- високий рівень вібрації в контакті коліс з рейками, обумовлений значною величиною непідресореної маси і високими динамічними навантаженнями в передачі, що приводить до збільшення зносу бандажа колісної пари і поверхні кочення рейки;

- наявність моторно-осьових підшипників ковзання і неможливість забезпечення герметичності кожуха редуктора (так як двигуни колекторні, то при великих вібраціях щітка може відірватися від колектора, що вкрай небажано).



1 – зубчастий вінець; 2, 4 – еластичні і упорні гумометалеві блоки; 3 – упорні диски; 5 – стопорні кільця; 6 – фланці; 7 – насипний роликовий підшипник; 8 – маточина; 9 – болти

Рисунок 1.8 - Пружне самоустановлюване зубчасте колесо

На електровозах ВЛ10 і ВЛ80 кожух зубчастої передачі – зварний, зі сталі, у вигляді коробки з двох (верхньої і нижньої) частин. По лінії рознімання і по горловині кожуха виконані канавки, в які закладається повсть для ущільнення, що виступає назовні на 6 мм (в депо цю повсть просочують парафіном). Верхня і нижня частини кожуха скріплюються між собою болтами і шпильками.

Складений кожух зубчастої передачі одним боком кріпиться до двох кронштейнів остова тягового двигуна і до підшипникового щита ТЕД трьома болтами М42.

У верхній частині кожуха зубчастої передачі виконаний люк з кришкою на болтах – для огляду зубів шестірні і зубчастого колеса при ремонті без зняття

кожухів зубчастої передачі; на кришці люка приварена трубка-сапун для вирівнювання тиску всередині кожуха зубчастої передачі з атмосферою.

У нижній частині кожуха збоку приварена маслянка з кришкою – для заливання мастила і трубка зі щупом – для заміру рівня мастила.

Для змащення зубчастої передачі застосовується осірковане мастило по 3,5÷4 кг в кожен кожух. При виконанні ТО-2 замірюється рівень мастила щупом в кожному кожусі, за необхідності мастило додається.

На електровозі ВЛ80 кожухи зубчастої передачі виконані клеєними з просоченої смолою склотканини.

Перевірка зубчастої передачі проводиться при ТР-2 і через три ТР-1 таким чином:

- знімаються кожухи зубчастої передачі, зливається мастило, кожухи промиваються, оглядаються, за необхідності заміняються повстяні ущільнення в канавках кожухів;

- перевіряються всі бракувальні розміри зубчастої передачі – при піддомкрачених колісних парах;

- всі зуби шестірні і зубчасті колеса очищаються від мастила і оглядаються за допомогою лупи;

- пальцевим ключем підтягуються гайки в торцях валів тягових двигунів;

- кріпляться кожухи зубчастої передачі, в кожен кожух заливається 3,5÷4 кг осіркованого мастила.

1.6 Особливості конструкції приводу ІІ класу

До основних особливостей приводу ІІ класу (рисунок 1.9) відносяться:

- установлення ТЕД на підресорені частини локомотива (рамне підвішування);

- наявність опорно-осьового редуктора, що спирається на вісь колісної пари;

- передача реакцій від дії моментів у тяговому приводі на раму візка не через двигун, як в приводі І класу, а через корпус редуктора і підвіску;

- з'єднання вала якоря ТЕД (підресорена частина приводу) з валом шестірні редуктора (безпружинна частина) через тягову муфту.

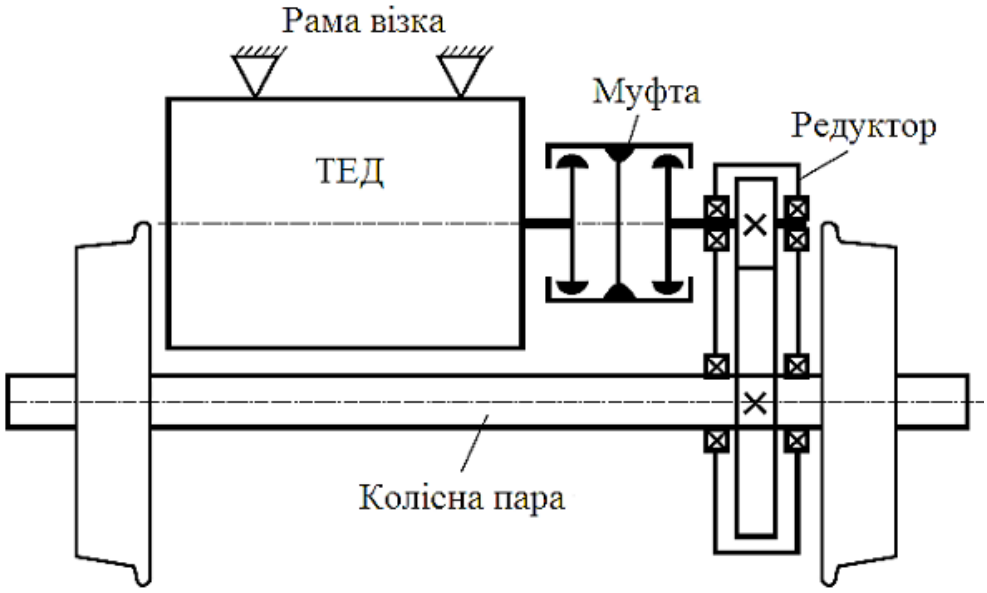


Рисунок 1.9 - Кінематична схема приводу ІІ класу

Тягова муфта призначена для передачі тягового моменту за умови взаємних переміщень двох валів. Для зниження динамічних моментів, що передаються на вал якоря, вона повинна мати низьку торсіонну жорсткість.

Так як редуктор віддалений від двигуна, то для забезпечення паралельності осей шестірні і зубчастого колеса і постійної відстані між ними несучий корпус редуктора повинен мати підшипникові вузли для валів ведучої шестірні і веденого зубчастого колеса, закріпленого на осі колісної пари. Редуктор повинен спиратися не тільки на вісь колісної пари, а й ще на одну опору, віддалену від першої на деяку відстань, яка називається базою обпирання редуктора. Ця опора повинна бути шарнірною і допускати відносні переміщення редуктора і рами візка в точці кріплення. Вузол рухомої опори зазвичай називають підвіскою, або реактивною тягою редуктора.

Тяговий електродвигун кріпиться на рамі візка. Найбільшою конструктивною простотою відрізняється консольна схема, застосована для

тягових двигунів невеликої маси. У ній передбачене одностороннє кріплення тягового двигуна до середньої поперечної балки рами візка. Таке підвішування двигуна застосоване на електропоїздах.

Двигуни великої маси спирають на дві поперечні балки. Для цього необхідно встановлювати або додаткову балку, або опорний кронштейн великої довжини на корпусі тягового двигуна, щоб «дотягнутися» до сусідньої поперечної балки (електровози ЕП1, ЧС4Т).

У приводах II класу в порівнянні з приводом I класу можливе значне зниження непідресореної маси. Так, сумарна безпружинна маса (у розрахунку на одну колісну пару) електровоза ВЛ80 з приводом I класу становить 5490 кг, а електровоза ЧС4 з приводом II класу – 3700 кг. Разом з тим ТЕД приводу II класу має дещо жорсткіші габаритні обмеження, ніж в приводі I класу, з таких причин: великі розміри корпуса редуктора; між тяговим двигуном і редуктором встановлена тягова муфта. У більш складних умовах працює також рама візка, що несе повну масу ТЕД.

1.7 Загальні відомості про тягові муфти

Конструкція тягових муфт досить різноманітна, проте їх можна розділити на дві групи. До першої групи належать муфти поздовжньої компенсації (рисунок 1.10), в яких шарнірне з’єднання (точка 1) ведучого і проміжного валів розташоване в одній площині (площина а), а шарнірне з’єднання (точка 2) проміжного і віденого валів – в іншій (площина б). У цих муфтах при паралельній розцентровці ведучого і віденого валів проміжний вал повертається в поздовжній площині (площина в), що проходить через осі двох валів. У цю групу входять шарнірні механізми різних типів з проміжним валом, як такі використовуються модифікації шарнірів Гука (передача Жакмен), кулачкові елементи (передачі вагонів метро типу Д і Е), гнучкі діафрагми і пластини (передачі фірми «Сешерон»), зубчасті муфти (передачі тепловозів ТЕ136, 2ТЕ121, електровоза ЕП1

(ЕП1М)). Муфти поздовжньої компенсації використовуються в тягових приводах II і III класів.

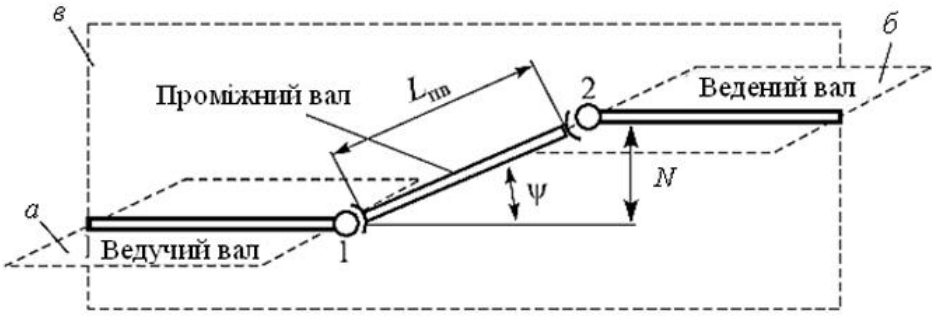


Рисунок 1.10 - Схема муфти поздовжньої компенсації

До другої групи належать муфти поперечної компенсації (рисунок 1.11), в яких елементи шарнірного з'єднання ведучого вала з проміжним і проміжного вала з веденим розташовані в одній площині. В таких муфтах паралельне зміщення двох валів здійснюється в результаті повороту повідків, що пов'язують вали з проміжним валом (плаваючою шайбою) в поперечній площині (площина г), перпендикулярній осі обертання. У цю групу входять важільно-шарнірні (повідкові) муфти різних типів (Альстом, Ерлікон, ОРП4), що використовуються в приводах класу III. Муфтами поперечної компенсації оснащені тепловози ТЕП60, ТЕП70, дослідний електровоз ВЛ84 і електропоїзд ЕД6, електровоз ЕП2К.

Тягова муфта повинна забезпечувати передачу обертання при відносних переміщеннях з'єднувальних валів, які впливають на роботу шарнірних вузлів. Домінуючими тут є розцентровка – паралельне зміщення осей ведучого і веденого валів, викликане вертикальними коливаннями екіпажа, і кутовий зсув у поперечній до осі площині, що виникає при бічному нахилі надресорної будови локомотива. Слабким місцем муфти є проміжний вал, умови роботи якого залежать від величини кута закручування шарнірів муфти.

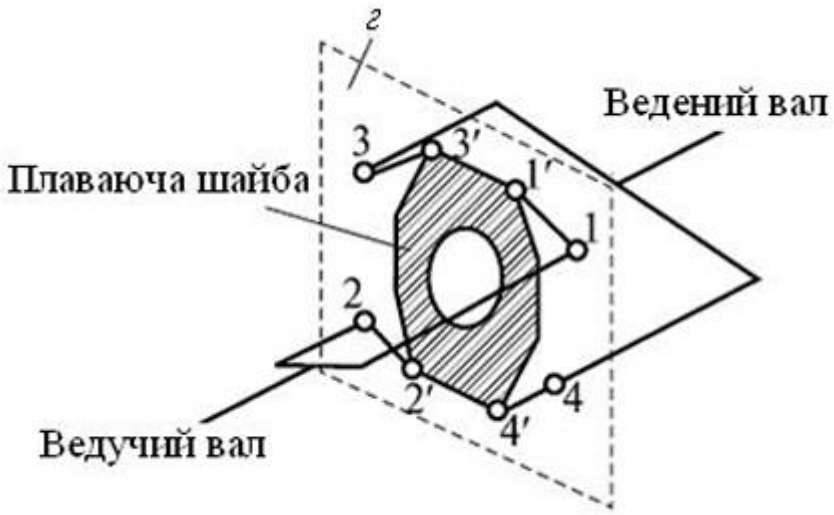


Рисунок 1.11 - Схема муфти поперечної компенсації

1.8 Корпус редуктора

У приводах II класу корпус редуктора є важко навантаженою конструкцією. Він об’єднує велике і мале зубчасті колеса редуктора, забезпечує паралельність їх осей і сталість централі в умовах дії опорних реакцій в підшипникових вузлах і зовнішніх сил, що передаються через муфту і підвіску редуктора. Водночас, як і в приводі I класу, він служить резервуаром для мастила, захищає передачу від вологи і пилу.

На електрорухомому складі і тепловозах з електричною передачею для осьових редукторів застосовують, як правило, сталеві литі (електропоїзди ЕР), зварні (електровози ЧС) і зварнолиті (тепловози 2ТЕ121) несучі корпуси. Для підвищення жорсткості їх забезпечують ребрами, розташованими зовні. Корпус редуктора є непідресореною масою і по можливості повинен бути полегшений. Найбільший ефект у зниженні маси досягається при застосуванні литих корпусів з алюмінієвих сплавів. Корпуси редукторів можуть бути рознімними і нерознімними, з асиметричним і симетричним розташуванням опорних підшипників відносно площини зубчастого колеса.

Специфічним для приводу класу II є вузол підвіски редуктора. Підвіска редуктора повинна володіти необхідною несучою здатністю, а також допускати

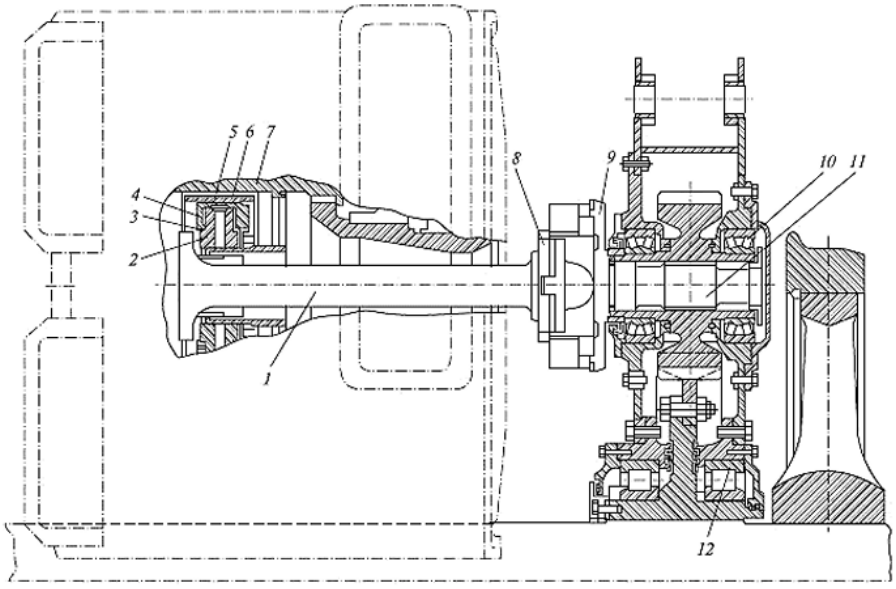
переміщення колісноредукторного блоку щодо рами візка, що потрібно для роботи пружних зв’язків буксового вузла.

У більшості випадків підвіска редуктора виконується регульованою, щоб можна було встановлювати початкову розцентровку муфти. Необхідність у регулюванні виникає, наприклад, в тягових приводах електропоїздів та складів метрополітену, де встановлюються муфти, що допускають невеликі розцентровки.

На електровозах серії ЧС4 і ЧС4Т використовується нерегульована підвіска, так як застосована шарнірна (карданна) муфта з голковими підшипниками допускає великі розцентровки.

Передача крутного моменту від вала двигуна до колісної пари з допомогою карданного вала з шарнірними муфтами забезпечує компенсацію неспіввісності валів якоря і зубчастого колеса, що виникає при кутових і лінійних переміщеннях рами візка щодо колісних пар (рисунок 1.12).

Конструктивне виконання шарнірного приводу наступне. Вал якоря ТЕД 7 порожнистий. У середині вала є зачеплення 6, що передає обертальний момент на поршень 5 шарнірної муфти, за рахунок чого знімаються осьові навантаження на підшипники, що несприятливо впливають на їх працездатність. Зачеплення між внутрішньою порожниною якоря і поршнем шарнірної муфти здійснюється на великому діаметрі, що забезпечує незначний рівень напружень, які виникають при передачі крутного моменту. З поршня обертальний момент передається на шарнірні муфти. Конструкції шарнірних муфт, встановлених з боку якірного підшипника (внутрішня муфта) і з боку шестірні (зовнішня муфта), аналогічні: через хрестовину і шарнірні цапфи 2 з голковими підшипниками 4 обертальний момент з повідка, зачепленого на одній деталі, яка обертається, передається на поводок, закріплений на спряженій деталі. Повідки розташовані у взаємно перпендикулярних площинах і з’єднуються з шарнірними цапфами за допомогою болтів.



1 – вал якоря; 2 – шарнірна цапфа; 3 – запобіжне кільце; 4 – голчаті підшипники; 5 – поршень шарнірної муфти; 6 – зачеплення; 7 – порожнистий вал ТЕД; 8 – поводок карданного вала; 9 – поводок редуктора; 10 – підшипник; 11 – вал редуктора; 12 – підшипник кочення

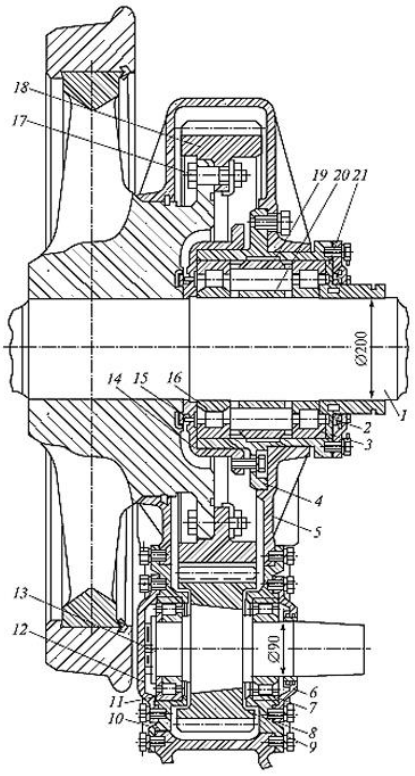
Рисунок 1.12 - Редуктор і карданний привод електровоза ЧС4Т

Шарнірна муфта забезпечена голковим підшипником, який забезпечує кочення при взаємному кутовому зсуві площин хрестовини і поводка. Голки в підшипнику утримуються в радіальному напрямку упорними кільцями, які у свою чергу фіксуються запобіжними кільцями.

Підшипникові цапфи внутрішньої (з боку якірного підшипника) і зовнішньої (з боку шестірні) муфт відрізняються тільки пазами під ущільнення, запобігають витіканню масла з порожнини підшипника і попаданню в неї пилу. У підшипникових цапфах зовнішньої муфти ущільнення виконано гумовими манжетами з пружинними фіксаторами.

На електропоїздах тягова передача складається з редуктора і пружної муфти (рисунок 1.13). Зубчаста передача включає в себе два циліндричних прямозубих колеса редуктора, укладених у відлитий сталевий корпус. Передавальне число зубчастої передачі 3,17 (електропоїзда ЕР2) і 3,41 (ЕР2Т). Ці

числа показують, у скільки разів зменшується частота обертання при передачі його від двигуна до колісної пари.



1 – вісь колісної пари; 2 – лабіринтова кришка; 3 – передній підшипник; 4 – стакан; 5 – корпус редуктора; 6, 12 – передня і задня малі кришки; 7 – передній підшипник; 8 – шестірня; 9, 10 – передня і задня великі кришки; 11 – задній підшипник шестерень; 13 – шайба; 14 – кришка;
15, 21 – лабіринтові кільця; 16 – задній підшипник; 17 – призонний болт;
18 – велике зубчасте колесо; 19, 20 – зовнішнє і внутрішнє розпірні кільця

Рисунок 1.13 - Редуктор електропоїзда ЕР2

Мале зубчасте колесо (шестірня) 8 являє собою вінець, виготовлений із хромонікелевої сталі. Напресовують його в нагрітому стані при температурі 110÷120 °С на конічну поверхню вала. Вал шестірні обертається у двох роликових підшипниках 3, 16, внутрішні кільця яких мають тугу посадку, а зовнішні – ковзну (для полегшення складання і розбирання). Підшипники встановлюють у великі кришки 9 і 10, які кріплять до корпусу редуктора болтами і зв’язують попарно дротом. Підшипники зовні закріплені малими кришками 6, 12, передня має отвір

для хвостовика вала, а задня глуха. Малі кришки кріплять болтами до великих кришок 9 і 10. Для подачі мастила до підшипників шестірні в малі кришки вкручені штуцери, які закриваються різними пробками.

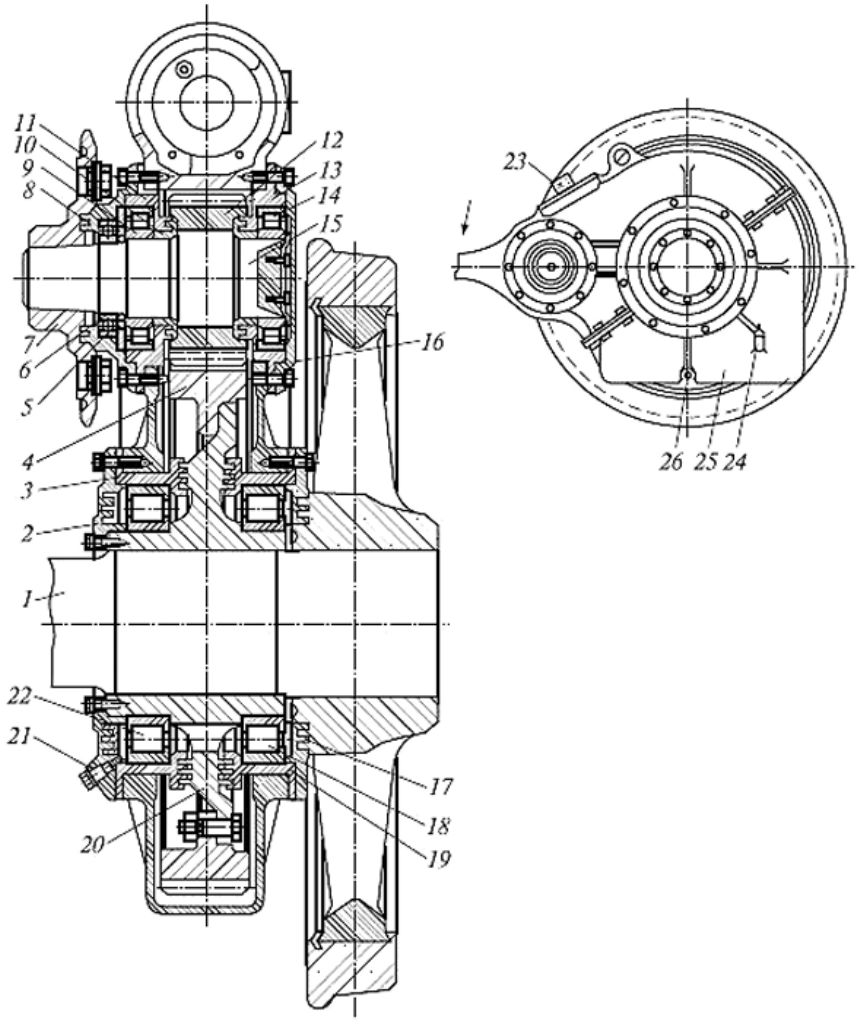
Шестірня має 23 зуби (у електропоїзда ЕР2Т – 22), що пройшли цементацію і загартування. Глибина цементованого шару складає 1,5÷2 мм. Зуби мають шліфовані робочі поверхні.

Велике зубчасте колесо 18 являє собою вінець з 73 зубами (у електропоїзда ЕР2Т – 75), прикріплений до фланця маточини правого колісного центру призонними болтами 17, що входять в отвір з натягом. Гайки болтів закріплені від самовідкручування пластинчастими шайбами. Зубчасте колесо виготовляють з хромонікелевої сталі куванням і прокаткою.

Зуби мають шліфовані робочі поверхні і загартовані по всьому контуру на глибину 2÷5 мм, що збільшує термін їх служби.

Редуктор електропоїзда ЕР2Т (рисунок 1.14) має деякі конструктивні відмінності в порівнянні з редуктором електропоїзда ЕР2: у вузлі малої шестірні встановлені три підшипники (замість двох), два з яких (роликові) 9, 14 є опорними і сприймають тільки радіальні навантаження, а третій (кульковий) 6 – осьові; корпус редуктора 25 спирається на вісь 1 з двох боків через опорні підшипники 18, 22, встановлені симетрично щодо осі зубчастого колеса.

Внаслідок цього виключається перевантаження підшипників, що виникає при односторонньому обпиранні корпусу редуктора на підшипники, усувається перекіс пари зубчастих коліс; велике зубчасте колесо 4 кріплять до фланця маточини зубчастого колеса 20 призонними болтами. Завдяки цим конструктивним особливостям покращені умови роботи підшипників, корпусу редуктора та зубчастого зачеплення.



1 – вісь колісної пари; 2, 17 – кришки; 3, 19 – обойми підшипника; 4 – велике зубчасте колесо; 5, 10 – дистанційні кільця; 6 – кульковий підшипник; 7 – фланець муфти; 8 – передня кришка; 9, 14 – роликові підшипники; 11, 13 – передня і задня великі кришки; 12 – вінець шестірні; 15 – вал малої шестірні; 16– задня кришка; 18, 22 – підшипники; 20 – маточина зубчастого колеса; 23 – люк з сапуном; 24 – щуп-вимірювач: 25 – корпус редуктора; 21, 26 – пробки

Рисунок 1.14 - Редуктор електропоїзда ЕР2Т

Корпус редуктора 5 є несучою конструкцією (товщина бічних стінок 12 мм) і складається з двох половин – верхньої і нижньої, які скріплені болтами і зафіксовані двома штифтами. Ці половини з одного боку спираються на опорний стакан, усередині якого на осі колісної пари напресовані два роликових підшипники, а з іншого обхоплюють своєю горловиною з зазором 0,5÷0,7 мм

циліндричну частину подовженої маточини колісного центру. Для утримання мастила в горловині є лабіринтні канавки. Верхню і нижню половини редуктора кріплять бічною стінкою до фланця опорного стакана 4 вісьмома болтами.

Передній підшипник 3 корпусу редуктора має бортик на внутрішньому кільці і упорне кільце, задній 16 виконаний без бортика. Між ними на осі встановлені зовнішнє 19 і внутрішнє 20 розпірні кільця. Опорний стакан з обох боків закритий лабіринтовими кришками 2 і 14, що запобігають витіканню мастила з підшипників редуктора.

У нижній половині корпусу редуктора передбачені два отвори для заливки свіжого і випуску відпрацьованого мастила. Один отвір закритий пробкою, а в інший – вставлений вимірювач рівня масла. У верхній частині редуктора для змащування підшипників є нарізні отвори в корпусі і в стакані, які також закриті пробками. Вгорі розташований люк, закритий кришкою з трубкою-сапуном. Люк служить для огляду зубчастої передачі, а трубка-сапун – для вирівнювання тиску всередині редуктора з атмосферним. Трубка закрита фільтром з розпушеної повсті. Бічні стінки корпусу редуктора посилені ребрами для збільшення жорсткості. Крім того, у верхній частині корпусу редуктора є спеціальний приливок, призначений для підвіски редуктора, і два циліндричних отвори для підшипників малої шестірні.

Підвіска редуктора складається зі стрижня 5 (рисунок 1.15), що має нарізку на обох кінцях. Нижній кінець кріплять до приливка редуктора за допомогою двох гумових гасителів 2, армованих сталевими шайбами і стягнутих гайками 3, а верхній кінець – до кронштейну 7 поперечної балки рами візка такими ж гасителями і гайками. Гумові гасителі служать для зменшення вертикальних і бічних навантажень, що діють на систему підвіски редуктора при проходженні стиків і кривих колії. Вони знижують напругу в металі приблизно на 30 %. Для захисту гайок від самовідкручування служать стопорні шайби 8 з шестикутними отворами, які кріплять болтами до бобишок, приварених до верхнього армування гасителя.

Гасителі зафіксовані штифтами 6, запресованими в кронштейн і в приливок корпусу редуктора. Для рівномірної затяжки гасителів на стрижень між верхньою

і нижньою гайками надіта розпірна втулка 1, яка обмежує затяжку незалежно від пружних властивостей гуми.

Стрижень 5 має по довжині запас нарізки, достатній для регулювання редуктора і пружної муфти. Для утримування стрижня від обертання встановлена стопорна скоба 9, а для запобігання падінню редуктора на колію в разі обриву стрижня служить запобіжна скоба 10, на яку спирається в цьому випадку хвостова частина редуктора.

На електропоїзді ЕМ4 у зв'язку із застосуванням колісної пари С201 конструкція редуктора і його корпуса дещо відрізняється. У редукторі застосований модульний вузол малої шестірні (рисунок 1.16, 1,17). Вузол малої шестірні забезпечує високоточне регулювання осьових зазорів в підшипниках, виконане в заводських умовах, а також надійний ступінь захищеності підшипникових порожнин від впливу зовнішнього середовища; значно скорочується час простою поїзда при заміні вузла малої шестірні на редукторі в умовах депо.

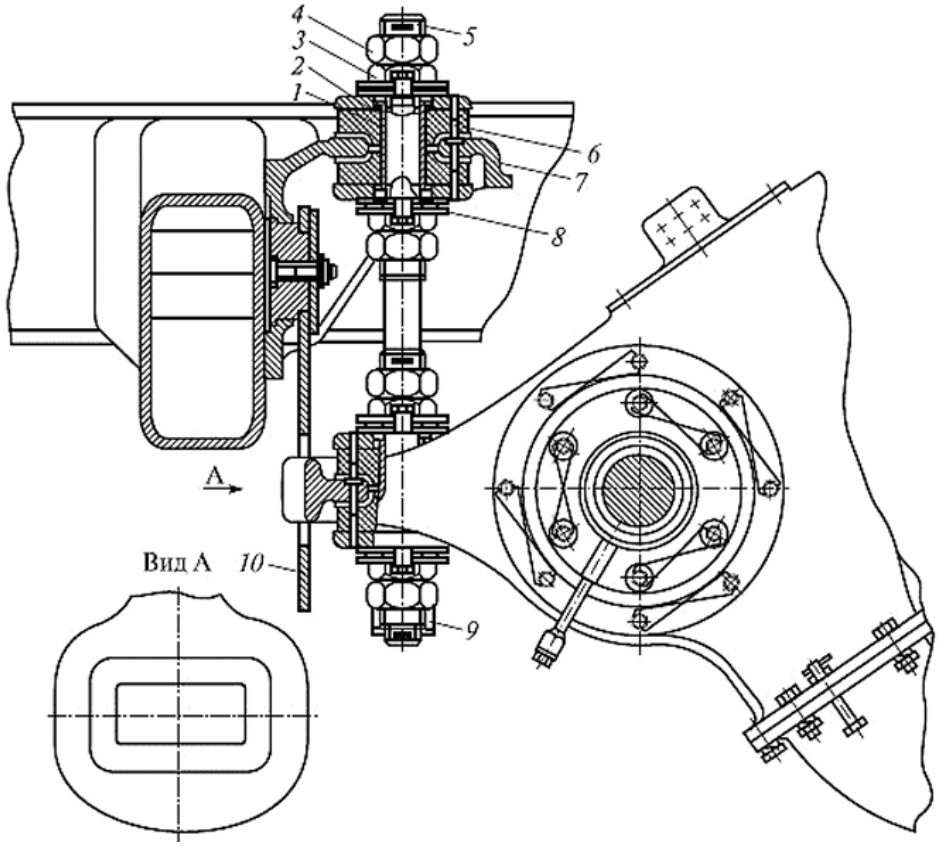
На цьому електропоїзді також застосовують модернізований корпус редуктора (рисунок 1.18), який має ряд переваг в порівнянні з використовуваними раніше, а саме:

- забезпечує надійність роботи зубчастих коліс без перекосів в зоні контакту зубів;

- забезпечує підвищену точність монтажу редуктора відносно бандажів коліс;

- дозволяє використовувати рідинні масла з антизадирними присадками для зниження зносу зубчастого зачеплення;

- забезпечує надійну експлуатацію в зимових умовах, так як обладнаний незамерзаючим «лабіринтовим» сапуном (без набивання).

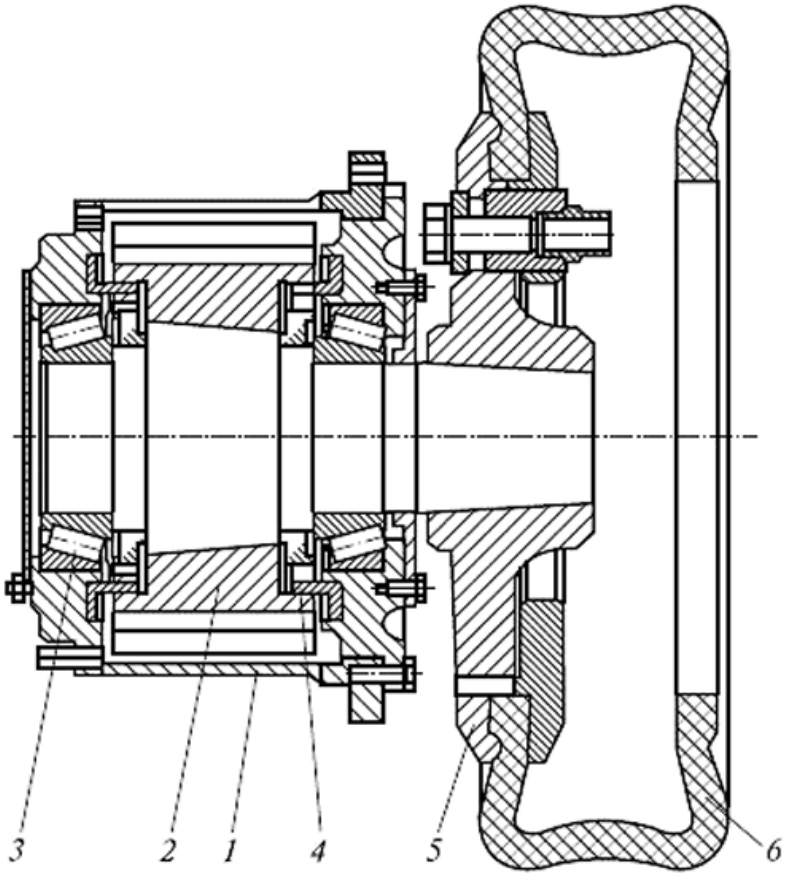


1 – розпірна втулка; 2 – гумовий гаситель; 3 – гайка; 4 – контргайка; 5 – стрижень; 6 – штифт; 7 – кронштейн; 8 – стопорна шайба; 9 – стопорна скоба; 10 – запобіжна скоба

Рисунок 1.15 - Підвіска редуктора



Рисунок 1.16 - Загальний вигляд модульного вузла малої шестірні електропоїзда ЕМ4



1 – корпус; 2 – мала шестірня; 3 – конічний підшипник; 4 – підшипник; 5 – фланець; 6 – гумокордова муфта

Рисунок 1.17 - Конструкція модульного вузла малої шестірні електропоїзда ЕМ4

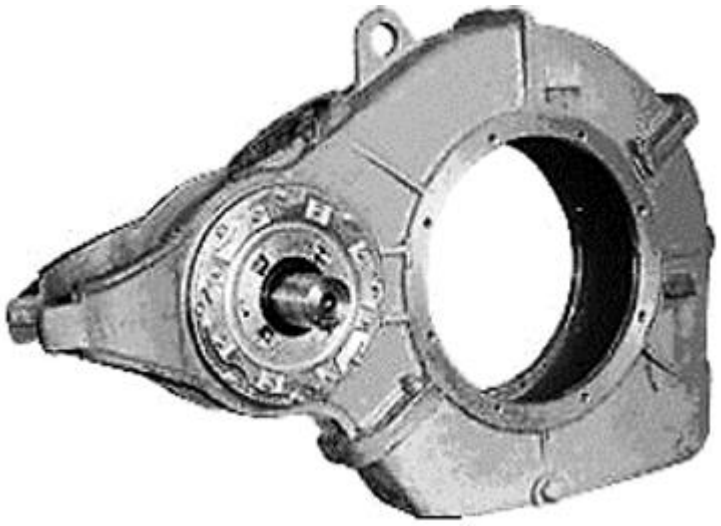
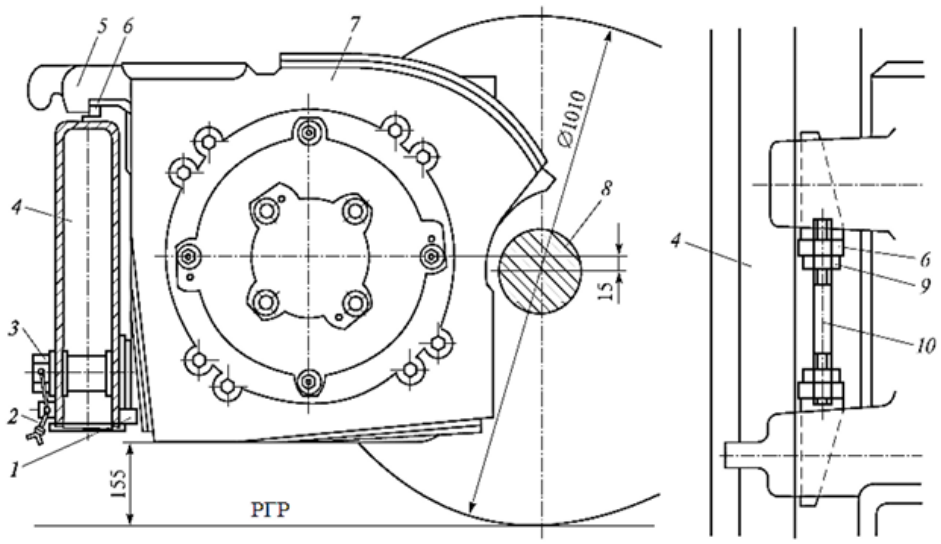


Рисунок 1.18 - Загальний вигляд корпусу тягового редуктора з модульним вузлом малої шестірні

Тяговий двигун, що встановлюється на візок моторного вагона, жорстко кріплять до поперечної балки рами візка (рисунок 1.19). Тяговий двигун 7 має у верхній частині остова два приливка з виступами 5, а в нижній частині – дві опорні поверхні з просвердленими в них отворами з нарізкою. Опорними поверхнями тяговий двигун спирається на кронштейни поперечної балки 1 рами візка. Через отвори в них і в поперечній балці проходять болти 3, якими двигун кріплять до рами. Під головки болтів встановлені шайби. Верхні приливки двигуна кріплять до приварених виступів поперечної балки двома клинами 6, які розпирають болтом 10 з лівою і правою нарізкою, завдяки чому клини переміщаються, притягаючи двигун до рами. Клини повинні бути щільно притиснуті розпірним болтом 10 з контргайками 9 для уникнення прокручування. Таке кріплення знизу болтами, а зверху клинами забезпечує щільне прилягання остова двигуна до поперечної балки рами візка.



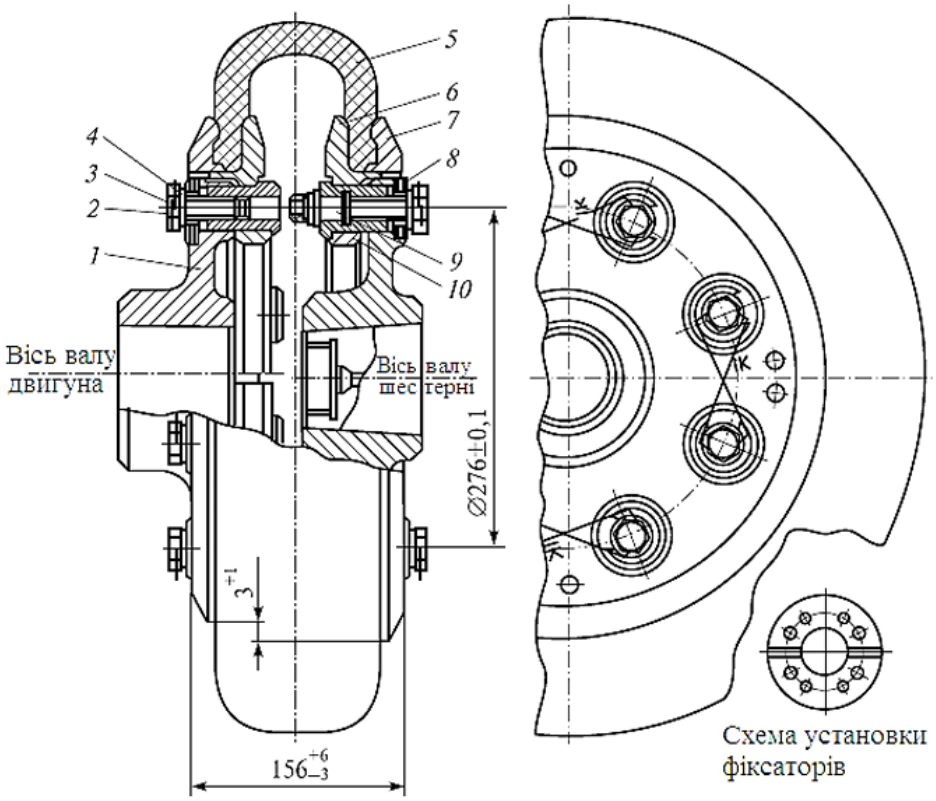
1 – кронштейн поперечної балки; 2 – дріт; 3 – болт; 4 – поперечна балка рами візка; 5 – уступ; 6 – клин; 7 – тяговий двигун; 8 – вісь колісної пари; 9 – контргайка; 10 – розпірний болт; РГР – рівень головки рейок

Рисунок 1.19 - Схема рамної підвіски тягового двигуна

Регулювання редуктора і пружної муфти здійснюють підвісним болтом. Конструкція підвіски редуктора допускає необхідний поворот при проходженні по

кривих ділянках колії, крім того, пружна муфта компенсує неспіввісність вала двигуна і вала шестірні, що виникає в результаті переміщення колісної пари відносно візка під час руху вагона.

Пружна муфта складається з двох сталевих фланців 1 і 7 (рисунок 1.20), гумокордової пружної оболонки 5 і деталей кріплення оболонки до фланців.



1, 7 – сталеві фланці; 2 – дріт; 3 – болт; 4 – шайба; 5 – пружна оболонка; 6 – півкільце; 8 – шайба з прорізом; 9 – фіксатор; 10 – втулка

Рисунок 1.20 - Пружна муфта електропоїздів

Оболонка виготовлена з гуми з прошарком з кордної тканини, краї її посилені армуванням зі сталевого дроту. Фланці насаджують на конічні поверхні хвостовиків валів двигуна і шестірні в гарячому стані. Пружну оболонку кріплять до фланців за допомогою півкілець 6 вісьмома болтами 3, укрученими в запресовані втулки 10 цих півкілець. Втулки в той же час призначені для розвантаження болтів від дії поперечних зрізуючих зусиль.

Під втулки півкілець з боку редуктора запресовані чотири фіксатори 9, які служать для монтажу муфти. Для зручності складання і розбирання півкілець і

фланців на болти надіті шайби 8 з прорізом, що входять в поглиблення на фланці. Для запобігання самовідкрученню головки болтів 3 попарно з'єднані дротом 2.

У пружній муфті відсутні деталі, які труться і змащуються, для їх виготовлення не потрібно дорогих матеріалів. Внаслідок гнучкості пружної оболонки муфти знижуються динамічні навантаження в приводі.

Регулювання муфти полягає в установленні правильної ширини її по фланцях і зміщенні вниз осі вала шестірні відносно осі вала тягового двигуна на 1 мм. Пружна муфта допускає паралельне зміщення осей валів двигуна і шестірні до 15 мм, поздовжнє зміщення – до 20 мм, кутове – до 4°.

1.9 Особливості конструкції приводу III класу

Тяговий привод III класу (рисунок 1.21) володіє такими основними конструктивними особливостями: - необхідність установлення як тягового двигуна, так і редуктора на підресорених частинах (зазвичай на візку) локомотива;

- з'єднання вала великого зубчастого колеса з колісною парою через тягову муфту, яка, на відміну від муфт приводу II класу, повинна бути розрахована на великі моменти;

- необхідність в пристрої порожнистого вала веденого зубчастого колеса, в якому проходить вісь колісної пари з зазором, який забезпечує вертикальних переміщень. можливість розрахункових

Таким чином, всі основні елементи приводу виявляються підресореними, що зменшує вплив на них динамічних навантажень, знижує непідресорені маси локомотива і тим самим його вплив на колію.

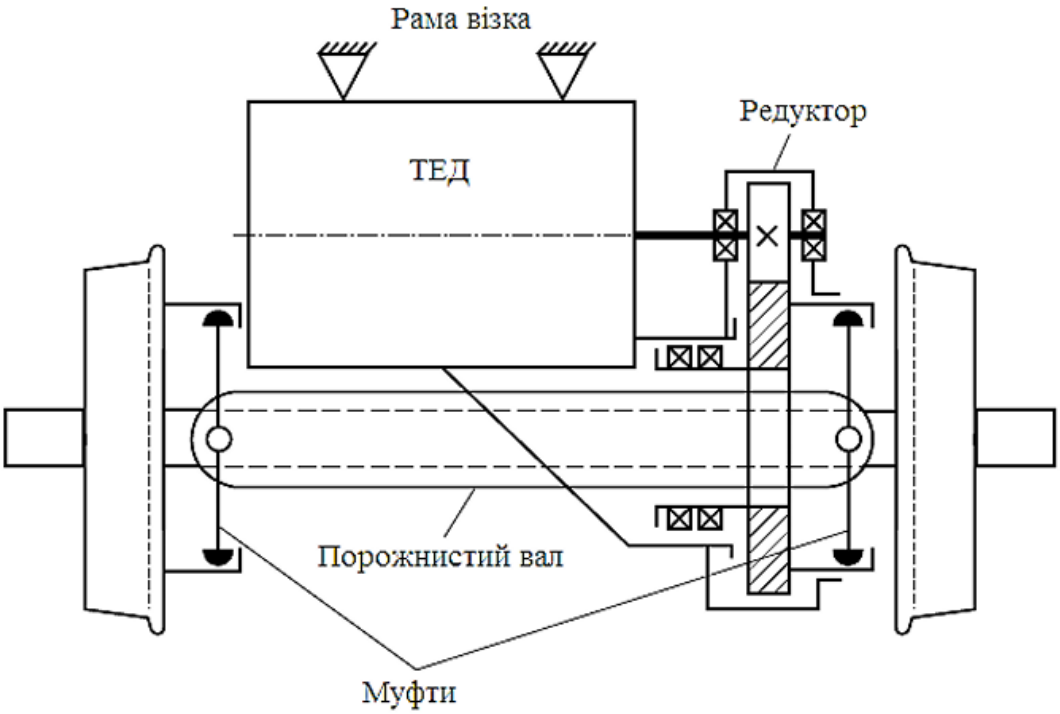


Рисунок 1.21 - Кінематична схема приводу III класу

Підресорювання тягового редуктора створює додаткові габаритні обмеження:

- внаслідок збільшення кліренсу (висоти положення нижньої точки редуктора над головкою рейки) до 180 мм необхідно зменшити граничний діаметр великого зубчастого колеса в порівнянні з його діаметром в приводах I і II класів;

- поява зазора між порожнистим валом великого зубчастого колеса і віссю колісної пари обумовлює збільшення централі.

Все це призводить до зменшення максимального, реалізованого в одному ступені, передавального відношення редуктора, що не відіграє великої ролі для пасажирських локомотивів, але дуже суттєво для вантажних.

Корпус редуктора зазвичай складає єдиний блок з двигуном, а в ряді конструкцій – і з візком, приймаючи в тому числі на себе функцію її несучого елемента.

Відмінною особливістю більшості редукторів III класу є наявність підшипникового вузла порожнистого вала веденого зубчастого колеса з великим внутрішнім діаметром, що дозволяє пропустити через нього вісь колісної пари (з зазором) і порожнистий вал зубчастого колеса. У конструкції тягового приводу III

класу електропоїзда ЕД6 використані дві тягові муфти типу ОРП4, що являють собою чотириповідковий механізм. Кожен поводок муфти одним кінцем шарнірно кріпиться до порожнистого вала, іншим кінцем також шарнірно - до фланців зубчастого колеса. Корпус редуктора спирається на раму візка у двох точках і одночасно прикріплений до остова ТЕД болтами. Тягові двигуни також спираються на середню балку рами візка.

1.10 Вагони електропоїзда ЕКр1 «ТАРПАН»

Міжрегіональний швидкісний двосистемний електропоїзд ЕКр1 «Тарпан», створений на Крюківському вагонобудівному заводі в Кременчуці (Полтавська область, Україна) протягом 2011–2012 років [25].

Блок тягової передачі складається з трифазного асинхронного тягового двигуна TMF 59-39-4 виробництва австрійської фірми «TSA», муфти клинового типу з двома ступенями зчеплення для передачі моменту, що крутить, на приводну вісь і редуктора «SZH-595» виробництва німецької фірми «VOITH».

Загальні дані:

Початок побудови, рік……..……..2011;

Країна побудови……..…….…....Україна;

Завод…….....Крюківський вагонобудівний завод;

Країна експлуатації:……..……Україна;

Оператор…….....Українська залізнична швидкісна компанія;

Депо…….……..ТПС «Дарниця»;

Ширина колії, мм……1 520;

В експлуатації з, рік……...2 014.

Технічні характеристики:

Рід струму і напруга в контактній мережі: постійний, кВ……3;

змінний, кВ……25;

Конструкційна швидкість, км/год……..200;

Максимальна службова швидкість, км/год…….160;

Кількість вагонів у складі…….9;

Пасажиромісткість, осіб……..…...612;

Довжина вагона, мм…….26 696;

Ширина, мм……..…….3 420;

Висота, мм……..…….....4 400;

Матеріал кузова вагона…….....неіржавна сталь;

Гальмування……електричне, електропневматичне, пневматичне;

Системи безпеки…….КЛУБ, ТСКБМ, система поглинання енергії при лобових зіткненнях до 2 МДж.

Кузов. Кузови вагонів (рисунок 1.22) виготовлені з неіржавної сталі, встановлені жорсткі зчіпні пристрої, міжвагонні переходи герметичні. Поїзд має кліматичну систему нового зразка, вакуумні туалети закритого типу, теплий тамбур, автоматичну діагностику роботи всіх систем, зокрема автоматичний контроль нагрівання букс. Уперше в Україні електропоїзд обладнаний краш-системою, розташованою в головній частині вагона під пластиковим обтічником. Цей пристрій дає змогу зберегти електропоїзд і його пасажирів в аварійних ситуаціях, оскільки під час зіткнення з перешкодою енергія удару гаситься за допомогою спеціальних жертовних зон, поглинаючи до 2 МДж кінетичної енергії.



Рисунок 1.22 – Загальний вигляд електропоїзда

Візки вагонів електропоїзда. Вагони обладнані безколисковими візками (рисунок 1.23) із центральною пневматичною або пружинною підвіскою моделі 68-7072 (головний вагон) і моделі 69-7049 (проміжний вагон). Двовісний моторний візок безколискового типу моделі 68-7072 призначений для підкочування під вагони електропоїзда, що експлуатуються на залізницях колії 1520 мм із конструкційною швидкістю 160–200 км/год.



Рисунок 1.23 – Візок моделі 68-7072

Візок моделі 68-7072 обладнаний:

– колісними парами з буксовими вузлами та колісними гальмівними дисками;

– пружинами буксової (первинної) ресорної підвіски;

– пневматичними ресорами центральної (вторинної) ресорної підвіски;

– гідравлічними гасниками коливань (шість вертикальних, два горизонтальних, два від виляння);

– дисковим гальмом;

– торсійним пристроєм;

– приводами (електродвигун, редуктор, муфтові з'єднання);

– електронною системою, що включає в себе давачі протиюзного пристрою, системи контролю нагрівання буксових вузлів і давачів системи КЛУБ-У;

– системою змазування гребенів коліс;

– системою подачі піску в зону контакту колеса з рейкою.

Технічні характеристики візка моделі 68-7072:

Маса, кг……12 250;

Поперечна база візка, мм……..2 036;

База, мм……..2 800;

Тривала потужність тягового двигуна, кВт……...500–550;

Максимальне статичне навантаження

від колісної пари на рейку, кН (тс)……..201,1 (20,5);

Конструкційна швидкість, км/год……160–200.

Двовісний візок моделі 68-7049 (рисунок 1.24) призначений для підкочування під проміжні вагони електропоїздів, а пасажирські вагони локомотивної тяги експлуатуються на залізницях колії 1520 мм із конструкційною швидкістю до 200 км/год.



Рисунок 1.24 – Візок моделі 68-7049

Візок моделі 68-7049 обладнаний:

– буксовим підвішуванням (чотири комплекти подвійних гвинтових пружин із чотирма вертикальними гідравлічними гасниками коливань);

– центральною підвіскою (два пневматичні ресори або чотири пружини з двома вертикальними й одним горизонтальним гасником);

– протиюзним пристроєм;

– механізмом гасіння бічних коливань; – два гасника від виляння візка;

– надресорною балкою розвантаженого типу;

– системою реєстрації температурного режиму буксових вузлів.

Технічні характеристики візка моделі 68-7049

Маса, кг……..6 970;

Висота візка під неекіпірованим вагоном, мм……1034 ± 15;

База, мм……..……2 560;

Ширина колії, мм…….1 520;

Сумарний статичний прогин, мм……350 – 450;

Максимальне статичне навантаження

від колісної пари на рейку, кН (тс)……176,5 (18,0);

Конструкційна швидкість, км/год……...200;

Габарит за ГОСТ 9238…….02-ВМ;

Призначений термін служби головних несучих

елементів візка, років…….50.

У візках застосовані колісні пари (рисунок 1.25) із двома (трьома) гальмівними дисками, буксами з конічними підшипниками касетного типу з давачами нагрівання, пристроєм відведення струму і протиюзним пристроєм. Гальмо – дискове з гальмівними блоками у вигляді кліщових механізмів із вбудованими гальмівними циліндрами, регуляторами зазору і накладками.

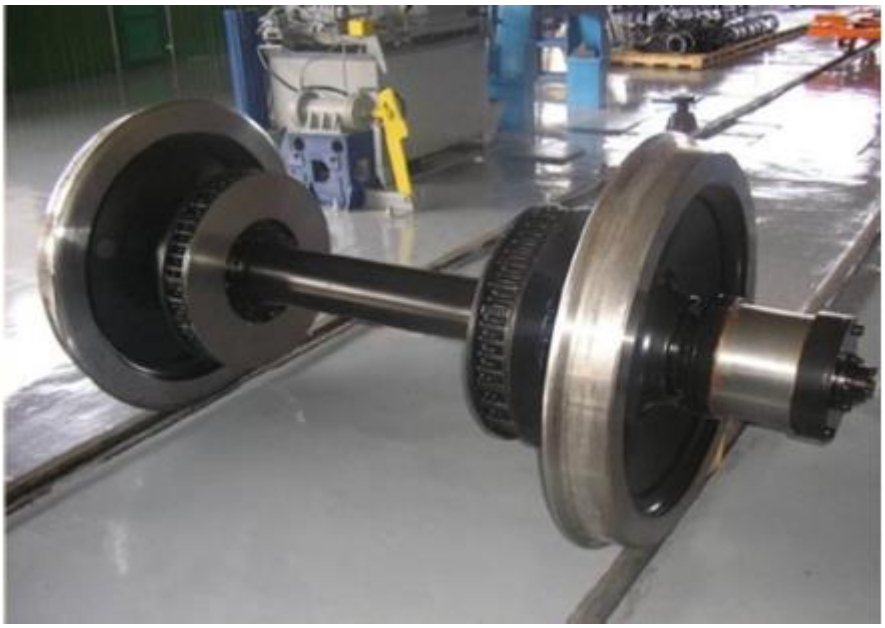
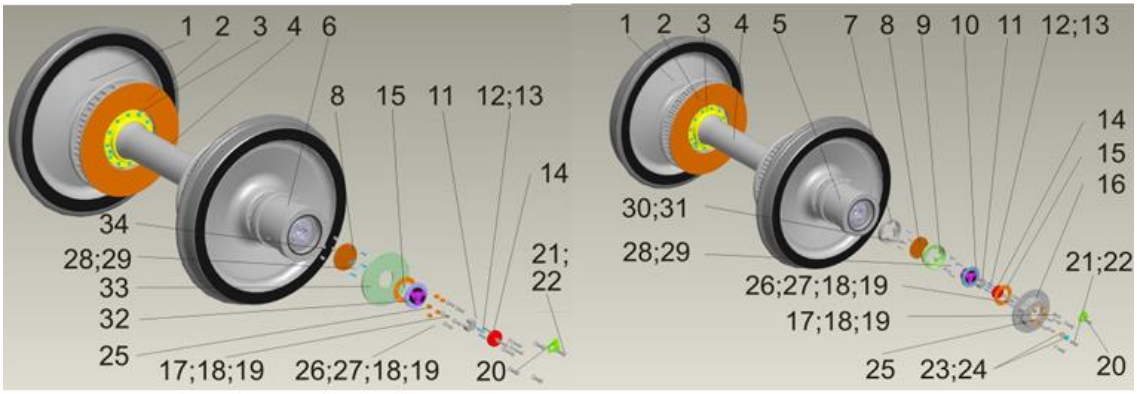


Рисунок 1.25 – Колісна пара проміжного вагона

Колісна пара (рисунок 1.26) із буксами та гальмівними дисками складається з осі (4), коліс (1), букси (6), гальмівних дисків (2) і маточин гальмівних дисків (3). Посадка коліс, підшипників і маточин гальмівних дисків здійснюється за допомогою холодного запресування.



1 – колесо; 2 – гальмівний диск; 3 – маточина гальмівного диска; 4 – вісь; 5, 6 – буксовий вузол; 7 – приставка; 8 – діафрагма; 9 – ротор (полюсне колесо); 10 – обойма права; 11 – щітка з проводкою; 12 – провушина; 13 – втулка пружини; 14 – кришка; 15 – прокладка; 16 – кришка права передня; 17, 21, 26, 27, 28, 30 – болти; 8, 19, 22 – шайби; 20 – бірка; 23 – пробка; 24 – прокладка пробки; 25 – втулка полімерна; 29 – планка відгибна; 32 – обойма ліва; 33 – кришка ліва; 34 – бонка

Рисунок 1.26 – Елементи колісної пари

Букси обладнують дворядними конічними підшипниками касетного типу TBU - 130X230 (американської фірми Brenco), обладнанням відведення струму, давачами температури нагрівання букс. На кришках буксових вузлів на одному з боків візка передбачені посадочні місця для кріплення давачів швидкості противоюзного пристрою. До постановки візків під вагон давачі швидкості разом із кабельною проводкою кріпляться до рами вагона в холостих приймачах. Уся кабельна проводка захищена та знаходиться в гнучких шлангах. На кришках буксових вузлів передбачені технологічні отвори для контролю проміжків між торцями давачів швидкості й зубцями роторів. Давачі швидкості протиюзного пристрою жорстко закріплені й точно відцентровані по осях колісних пар. Технологічні отвори закриваються за допомогою різьбових пробок.

Правий і лівий буксові вузли колісної пари мають конструктивні відмінності, що полягають у наявності на правому буксовому вузлі елементів протиюзного пристрою. Щодо іншого, то конструкція буксових вузлів ідентична.

Торсіонний пристрій візка (рисунок 1.27) призначений для створення в ланцюзі взаємодії «вагон-візок» моменту, що протидіє бічній хитавиці вагона. Для цього застосовується торсіон (4) із системою тяги (5) і важелів (3).

При бічній хитавиці вагон через надресорну балку (1) натискає вниз на одну з тяг (5), а іншу переміщає вгору. Взаємодіючи з важелями (3), вони закручують торсіон. Цим створюється момент, протидіючий нахилу кузова вагона. Опорою торсіонного пристрою служать підшипники, розташовані в корпусі (2), і закріплені на кронштейнах (6) рами візка. Важелі (3) насаджуються на шліцьові поверхні торсіона (4) і закріплюються в одній площині.

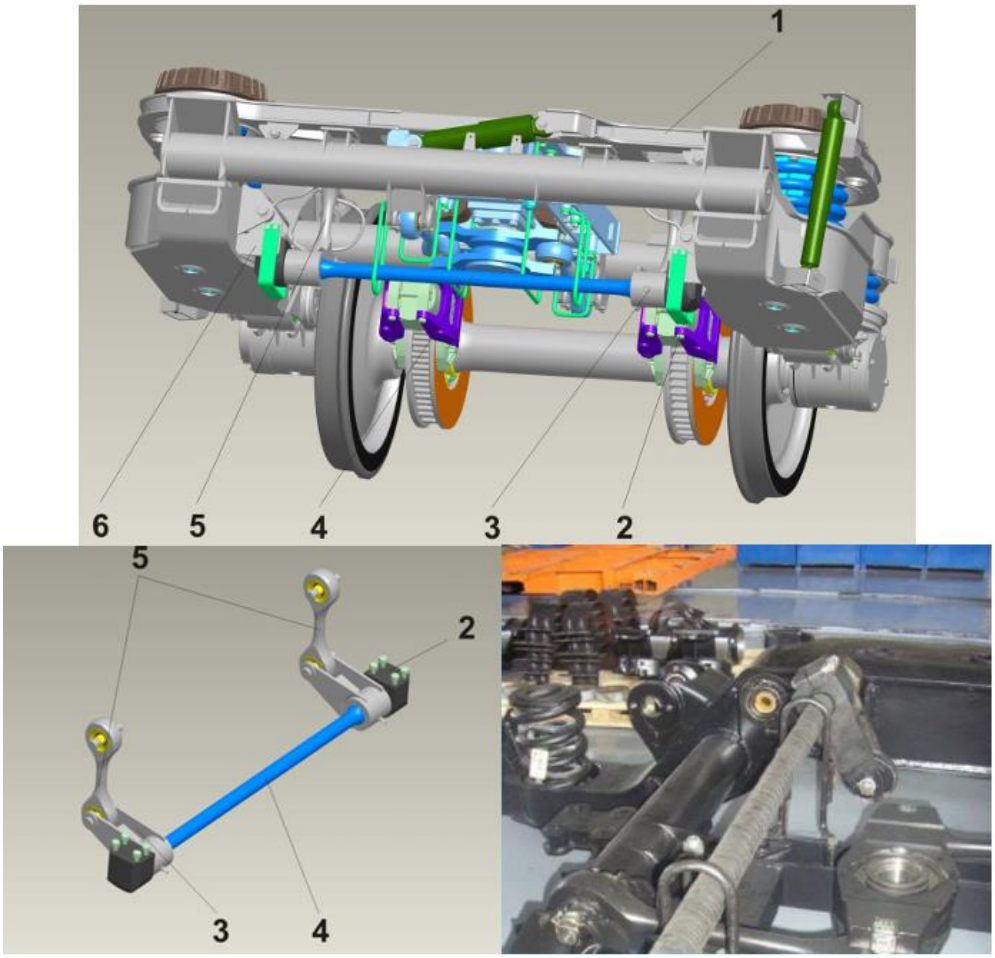


Рисунок 1.27 – Конструкція торсіонного пристрою

У підшипниках торсіонного пристрою та в шарнірних з’єднаннях тяги з важелями і кронштейнами надресорної балки використовуються полімерні втулки, які виконують роль шарнірних підшипників. У зв’язку з великими знакозмінними

навантаженнями, які сприймає в процесі роботи торсіонний пристрій, полімерні втулки схильні до знесення і потребують заміни в експлуатації.

Ресорне підвішування візка складається з двох ступенів: – центральне – безлюлькове з циліндричними пружинами та гідравлічними гасниками вертикальних і поперечних (горизонтальних) коливань (рисунок 1.28); – буксове – з циліндричними пружинами та гідравлічними гасниками коливань (рисунок 1.29). Значний статичний прогин і використання в'язкого тертя в буксовому і центральному підвішуваннях забезпечують високі ходові якості як вагонів, так і візків. Центральна ресорна підвіска безлюлечного типу забезпечує передачу вертикальних зусиль від кузова вагона на раму візка та слугує для зниження прискорень коливального руху і зменшення дії динамічних сил на конструкцію вагона. Ресорна підвіска складається з циліндричних пружин (8), гідравлічних гасників (5), (7) вертикальних і горизонтальних коливань і гумових амортизаторів (1), (3), які є фільтром високочастотних коливань.

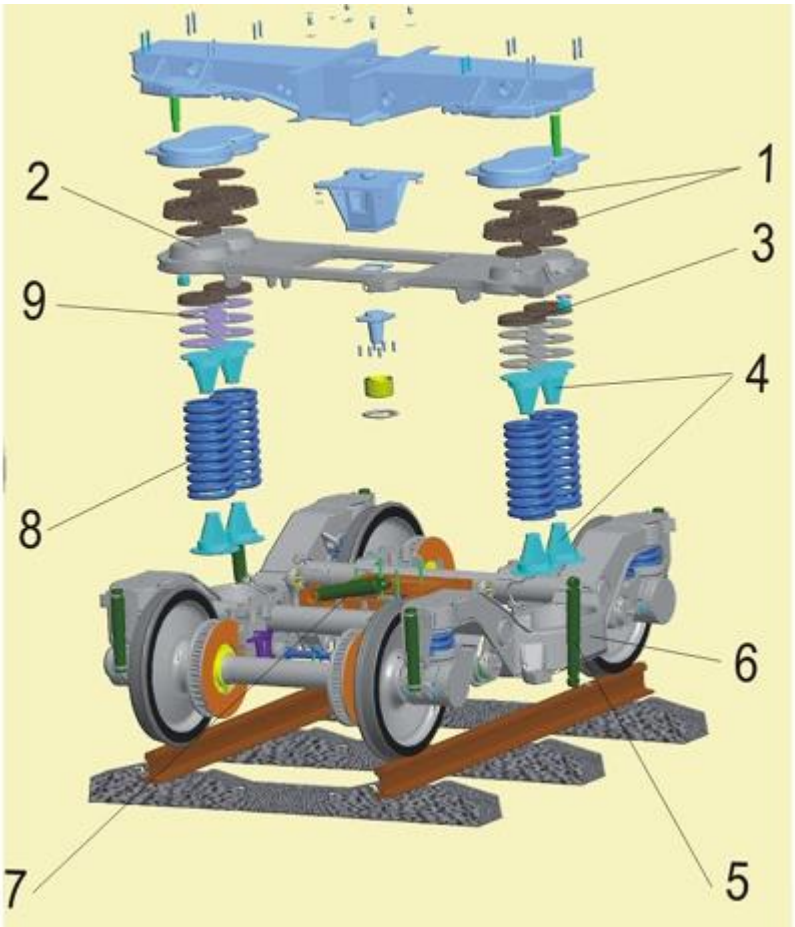
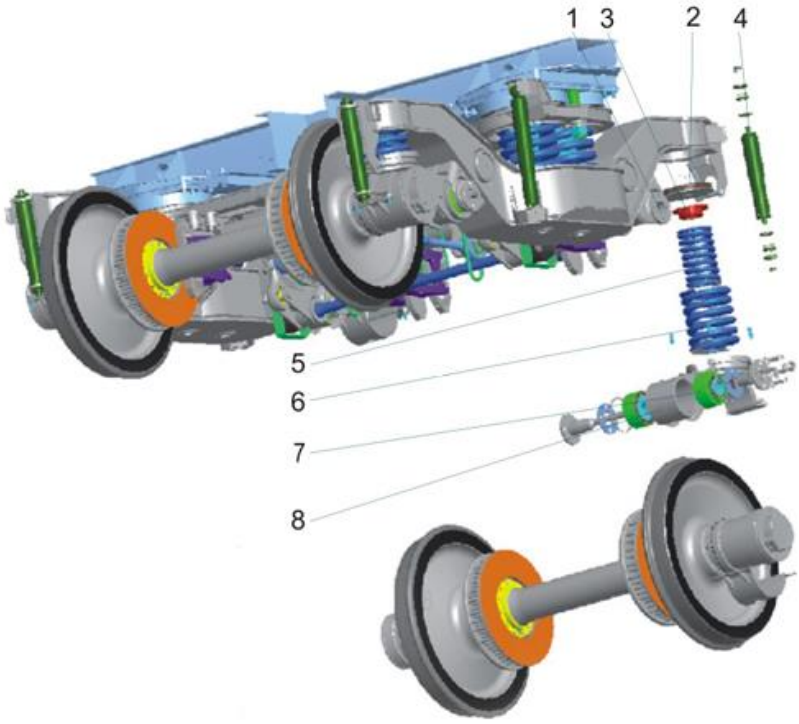


Рисунок 1.28 – Центральне ресорне підвішування візка

Висота автозчеплення вагонів забезпечується за допомогою регулювальних прокладок (9). Правильне положення пружин забезпечується центровиками (4), які встановлюються в корзинах (6) рамі (2) надресорної балки. У буксовій підвісці (рисунок 1.29) пружини (5), (6) призначені для передачі вертикальних зусиль від рами до буксового вузла і зниження динамічних прискорень. У процесі експлуатації пружини сприймають знакозмінні навантаження. Важіль (8) буксової підвіски призначений для передачі вертикальних навантажень, а також повздовжніх тягових і гальмівних зусиль між рамою візка і колісною парою. Окрім цього, важіль обмежує горизонтальні й кутові переміщення за допомогою сайлентблока (7) і поєднує корпус буксового вузла через дворядну пружину з рамою візка.



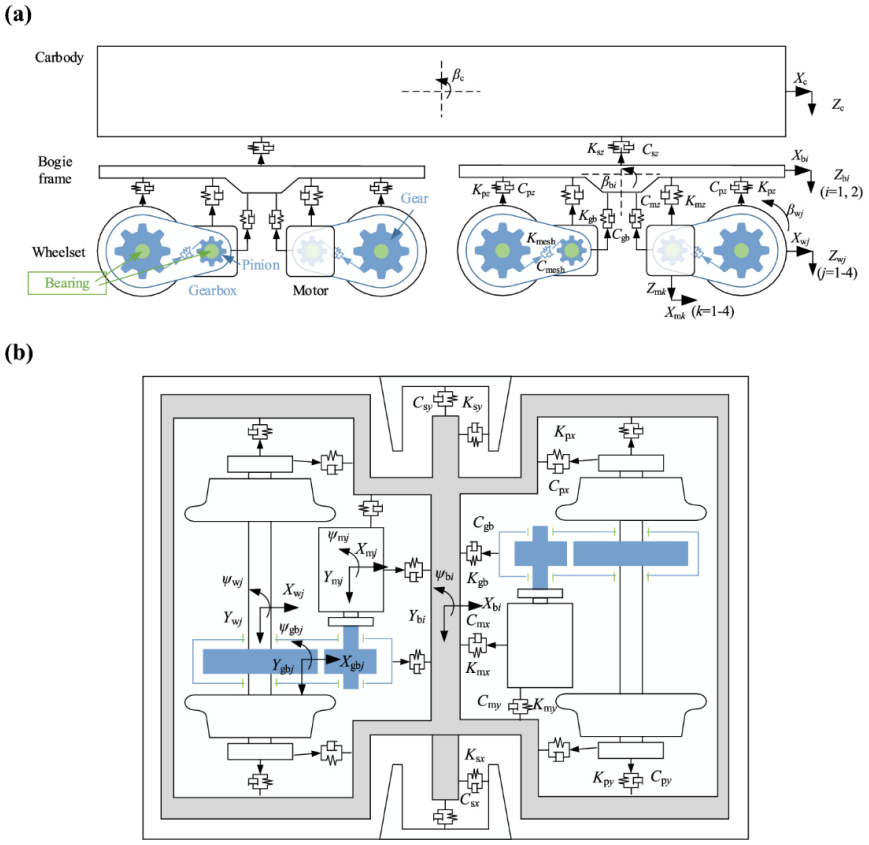
1 – кронштейн рами; 2 – гумовометалевий амортизатор; 3 – центровик пружин; 4 – гідравлічний гасник коливань; 5 – пружина внутрішня гвинтова циліндрична; 5 – пружина зовнішня гвинтова циліндрична; 7 – сайлентблок; 8 – важіль

Рисунок 1.29 – Буксова ресорна підвіска візка

Гідравлічний гасник (4) односторонньої дії призначений для гасіння низькочастотних коливань. Гумовометалевий амортизатор (2) призначений для гасіння високочастотних коливань. Сайлентблок (7) є вузлом, який складається з пружних гумових елементів, що забезпечують гасіння коливань і пружно обмежують кутові й осьові переміщення колісної пари.

2 Модель зубчастої передачі у високошвидкісному поїзді

Модель, розроблена в цьому розділі, складається з трьох основних підмоделей: підмоделі системи транспортного засобу, підмоделі зубчастої передачі та підмоделі опори підшипника, як показано на рисунку 2.1.



a - вид збоку; b - вид знизу

Рисунок 2.1 - Модель динаміки системи транспортного засобу

2.1 Підмодель системи транспортного засобу

Підмодель системи транспортного засобу складається з кузова вагона, двох візків, чотирьох двигунів, чотирьох коробок передач, чотирьох колісних пар та восьми букс. Вона включає такі підсистеми, як первинна підвіска, вторинна підвіска, контакт колеса з рейкою тощо, і була детально описана в дослідницьких

роботах [24, 25]. Ступені свободи для кожного тіла в моделі системи транспортного засобу наведено в таблиці 2.1. Відповідно до визначення класичної моделі динаміки багатотілових залізничних транспортних засобів, кожен основний компонент, такий як кузов вагона, візок та колісна пара, моделюється за допомогою структури з 6 ступенями свободи. Завдяки використанню підшипників між буксою колісної пари та колісною парою, букса спрощується як конструкція з одним ступенем свободи, що обертається навколо осі колісної пари для спрощення моделі.

Таблиця 2.1 - Рухи системи транспортного засобу та параметри системи підвіски

Тіло	Тип руху						Значення i
	Поздовжній	Бічний	Вертикальний	Крен	Низкання	Тангаж	
1	2	3	4	5	6	7	8
Кузов	X_{c}	Y_{c}	Z_{c}	φ_{c}	ψ_{c}	β_{c}	
Рама візка	$X_{\mathrm{bf}\,i}$	$Y_{\mathrm{bf}\,i}$	$Z_{\mathrm{bf}\,i}$	$\varphi_{\mathrm{bf}\,i}$	$\psi_{\mathrm{bf}\,i}$	$\beta_{\mathrm{bf}\,i}$	i = 1–2
Колісна пара	$X_{\mathrm{w}\,i}$	$Y_{\mathrm{w}\,i}$	$Z_{\mathrm{w}\,i}$	$\varphi_{\mathrm{w}\,i}$	$\psi_{\mathrm{w}\,i}$	$\beta_{\mathrm{w}\,i}$	i = 1–4
Статор двигуна	$X_{\mathrm{s}\,i}$	$Y_{\mathrm{s}\,i}$	$Z_{\mathrm{s}\,i}$	$\varphi_{\mathrm{s}\,i}$	$\psi_{\mathrm{s}\,i}$	$\beta_{\mathrm{s}\,i}$	i = 1–4
Корпус коробки передач	$X_{\mathrm{gh}\,i}$	$Y_{,\mathrm{gh}\,i}$	$Z_{\mathrm{gh}\,i}$	$\varphi_{\mathrm{gh}\,i}$	$\psi_{\mathrm{gh}\,i}$	$\beta_{\mathrm{gh}\,i}$	i = 1–4
Шестерня	$X_{\mathrm{p}\,i}$	$Y_{\mathrm{p}\,i}$	$Z_{\mathrm{p}\,i}$	$\varphi_{\mathrm{p}\,i}$	$\psi_{\mathrm{p}\,i}$	$\beta_{\mathrm{p}\,i}$	i = 1–4
Зубчасте колесо	-						i = 1–4
Ротор двигуна	-						i = 1–4
Букса	-						i = 1–8
Специфікації						Змінна	

Продовження таблиці 2.1

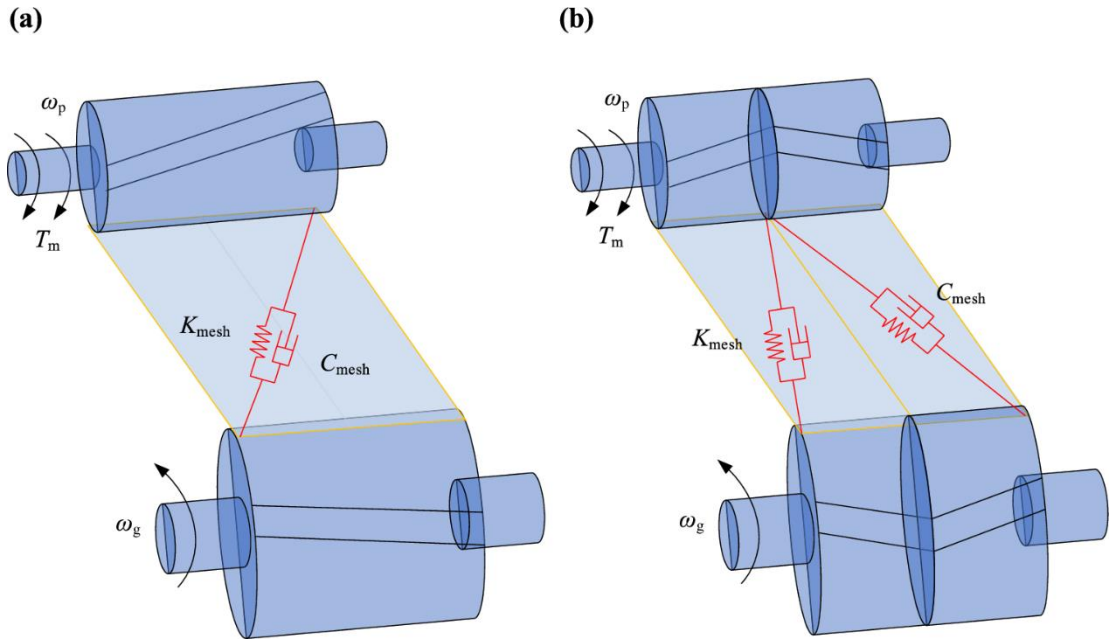
1	2	3	4	5	6	7	8
Поздовжня/поперечна/вертикальна жорсткість основної підвіски						K_{px} / K_{py} / K_{pz}	
Поздовжнє/поперечне/вертикальне демпфування первинної підвіски						*Cpx* / *Cpy* / *Cpz*	
Поздовжня/поперечна/вертикальна жорсткість вторинної підвіски						K_{sx} / K_{sy} / K_{sz}	
Поздовжнє/поперечне/вертикальне демпфування вторинної підвіски						C_{sx} / C_{sy} / C_{sz}	
Поздовжня/поперечна/вертикальна жорсткість підвіски двигуна						K_{mx} / K_{my} / K_{smz}	
Поздовжнє/поперечне/вертикальне демпфування підвіски двигуна						C_{mx} / C_{my} / C_{smz}	
Жорсткість/демпфування підвіски коробки передач						K_{gb}/C_{gb}	

* позначає залежний ступінь свободи

2.2 Підмодель зубчастої передачі

Підмодель зубчастої передачі високошвидкісного поїзда складається з корпусу коробки передач, ведучого колеса, зубчастого колеса та колісної пари. Шестерня встановлена на корпусі коробки передач за допомогою підшипників, а корпус коробки передач додатково монтується на осі колеса за допомогою підшипників. Зубчасте колесо закріплене на осі колеса за допомогою натягу, що спрощує структуру зубчастого колеса та колісної пари в єдине ціле. Основною функцією підсистеми зубчастої передачі є передача вихідного крутного моменту від тягового двигуна до колісної пари через зубчасте зачеплення, як показано на рисунку 2.2. Статор двигуна встановлений на рамі візка за допомогою чотириточкового методу кріплення, і між ними існує певний ступінь пружності, і таким чином вони встановлені як конструкція з 6 ступенями свободи. Корпус коробки передач, колісна пара та ведуче колесо встановлені за допомогою підшипників. Для дослідження роботи підшипників коробки передач у цьому дослідженні корпус коробки передач та ведуче колесо встановлені як конструкції з 6 ступенями свободи. Ротор двигуна та зубчасте колесо є конструкціями з одним ступенем свободи. Оскільки зубчасте колесо та колісна пара знаходяться в натягу, ступінь свободи тангажу зубчастого колеса вважається залежним ступенем

свободи. У цьому розділі представлені рівняння руху для шестерні та шестерні на основі багаточастинкової динаміки.



a - косозуба шестерня; b – шевронна зубчаста шестерня

Рисунок 2.2 - Схема зубчастої передачі

Рівняння руху шестерні є такими [15, 26].

Поздовжній рух

$$M_p \ddot{X}_{pk} = (-1)^k F_{gmk} \sin\alpha_m \cos beta_b - F_{pbLxk} - F_{pbRxk}. \quad 2.1$$

Бічний рух

$$M_p \left[\ddot{Y}_{pk} + \frac{\dot{X}_{pk}^2}{R_{pk}} + r_0 \ddot{\varphi}_{sepk} \right] = (-1)^k F_{gmk} \sin beta_b + M_p g \varphi_{sepk}. \quad 2.2$$

Рух відскоку

$$M_p \left[\ddot{Z}_{pk} - \frac{\dot{X}_{pk}^2}{R_{pk}} \varphi_{sepk} \right] = (-1)^k F_{gmk} \cos\alpha_m \cos\beta_b \quad 2.3$$

Рух повороту

$$I_{px}\left[\ddot{\varphi}_{pk}+\ddot{\varphi}_{sepk}\right]=F_{gmk}R_{bp}\sin\alpha_m\sin\beta_b -(-1)^k F_{pbLzk}d_{gbR}+(-1)^k F_{pbRzk}d_{gbL}. \quad (2.4)$$

Рух висоти тону

$$I_{px}\ddot{\beta}_{pk}=T_{mk}-F_{gmk}R_{bp}. \quad (2.5)$$

Рух по нисхідній осі

$$I_{pz}\left[\varphi_{pk}+\dot{X}_{pk}\frac{d}{dt}\left(\frac{1}{R_{pk}}\right)\right]=-F_{gmk}R_{bp}\cos\alpha_m\sin\beta_b +(-1)^k F_{pbLzk}d_{gbR}-(-1)^k F_{pbRzk}d_{gbL}. \quad (2.6)$$

де нижні індекси L та R відносяться до лівої та правої сторін; x, y, z відносяться до напрямків координат, а k – до k-тої колісної пари;

Mp та Ip позначають масу та момент інерції шестерні; Fgm та Fpb представляють сили зачеплення зубчастих коліс та силу підвіски, що забезпечується підшипниками шестерні; m та b – кут тиску та кут нахилу косозубої шестерні; Tm позначає крутний момент двигуна; dgb – поперечна відстань між центром шестерні та підшипниками шестерні; Rbp – радіус ділильного кола шестерні; Rp та sep – радіус та кут нахилу кривизни зовнішньої рейки, що відповідає центру шестерні; φp – кут валу шестерні.

Рівняння руху шестерні та колісної пари такі.

Поздовжній рух

$$M_{wg}\ddot{X}_{wk}=F_{wxLk}+F_{wxRk}+N_{xLk}+N_{xRk} +F_{fxLk}+F_{fxRk}+F_{gmxk}+F_{gbLxk}+F_{gbRxk}. \quad (2.7)$$

Бічний рух

$$M_{\mathrm{wg}}\left(\ddot{Y}_{\mathrm{w}k}+\frac{\dot{X}_{\mathrm{w}k}^{2}}{R_{\mathrm{w}k}}+r_{0}\ddot{\varphi}_{\mathrm{sew}k}\right)$$
$$=F_{\mathrm{cyL}k}+F_{\mathrm{cyR}k}+N_{\mathrm{yL}k}+N_{\mathrm{yR}k}-F_{\mathrm{fyL}k} \qquad (2.8)$$
$$-F_{\mathrm{fyR}k}+M_{\mathrm{wg}}g\varphi_{\mathrm{sew}k}+(-1)^{k}F_{\mathrm{gmy}k}-F_{\mathrm{gbLy}k}-F_{\mathrm{gbRy}k}\,.$$

Рух відскоку

$$M_{\mathrm{wg}}\left(\ddot{Z}_{\mathrm{w}k}-a_{0}\ddot{\varphi}_{\mathrm{sew}k}-\frac{\dot{X}_{\mathrm{w}k}^{2}}{R_{\mathrm{w}k}}\varphi_{\mathrm{sew}k}\right)$$
$$=-F_{\mathrm{czL}k}-F_{\mathrm{czR}k}-N_{\mathrm{zL}k}-N_{\mathrm{zR}k} \qquad (2.9)$$
$$+F_{\mathrm{fzL}k}+F_{\mathrm{fzR}k}+M_{\mathrm{wg}}g+F_{\mathrm{gmz}k}+F_{\mathrm{gbLz}k}+F_{\mathrm{gbRz}k}$$

Рух повороту

$$I_{\mathrm{wgx}}\left(\underset{\mathrm{sew}k}{\phi}+\underset{\mathrm{w}k}{\phi}\right)-I_{\mathrm{wgy}}\left(\dot{\beta}_{\mathrm{w}k}-\Omega\right)\left(\dot{\psi}_{\mathrm{w}k}+\frac{\dot{X}_{\mathrm{w}k}}{R_{\mathrm{w}k}}\right)$$
$$=a_{0}\left(F_{\mathrm{czL}k}+N_{\mathrm{zL}k}-F_{\mathrm{czR}k}-N_{\mathrm{zR}k}\right)-r_{\mathrm{L}k}\left(F_{\mathrm{cyL}k}+N_{\mathrm{yL}k}\right) \qquad (2.10)$$
$$-r_{\mathrm{R}k}\left(F_{\mathrm{cyR}k}+N_{\mathrm{yR}k}\right)+M_{\mathrm{cxR}k}$$
$$+d_{\mathrm{w}}\left(F_{\mathrm{fzR}k}-F_{\mathrm{fzL}k}\right)+(-1)^{k}l_{\mathrm{gy}}F_{\mathrm{gmz}k}+F_{\mathrm{gm}k}R_{\mathrm{bg}}\sin\alpha_{\mathrm{m}}\sin\beta_{\mathrm{b}}$$
$$+(-1)^{k}d_{\mathrm{gw}}\left(F_{\mathrm{gbLz}k}+F_{\mathrm{gbRz}k}\right)-d_{\mathrm{ah}}\left(F_{\mathrm{gbLz}k}-F_{\mathrm{gbRz}k}\right).$$

Рух висоти

$$I_{\mathrm{wgy}}\ddot{\beta}_{\mathrm{w}k}=r_{\mathrm{R}k}F_{\mathrm{cxR}k}+r_{\mathrm{L}k}F_{\mathrm{cxL}k}+r_{\mathrm{R}k}\varphi_{\mathrm{w}k}\left(F_{\mathrm{cyR}k}+N_{\mathrm{yR}k}\right)+M_{\mathrm{cyL}k} \qquad (2.11)$$
$$+M_{\mathrm{cyR}k}+N_{x\mathrm{R}k}r_{\mathrm{R}k}+N_{x\mathrm{L}k}r_{\mathrm{L}k}+T_{\mathrm{m}k}.$$

Рух по нисхідній осі

$$I_{\mathrm{wg}z}\left[\ddot{\psi}_{\mathrm{w}k}+X_{\mathrm{w}k}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{1}{R_{\mathrm{w}k}}\right)\right]-I_{\mathrm{w}y}\left(\dot{\beta}_{\mathrm{w}k}-\Omega\right)\left(\dot{\varphi}_{\mathrm{w}k}+\varphi_{\mathrm{sew}k}\right)$$

$$\begin{aligned}=&a_0\left(F_{cx\mathrm{L}k}+N_{x\mathrm{L}k}-F_{cx\mathrm{R}k}-N_{x\mathrm{R}k}\right)+a_0\psi\left(F_{cy\mathrm{L}k}+N_{y\mathrm{L}k}-F_{cy\mathrm{R}k}-N_{y\mathrm{R}k}\right)\\&+M_{cz\mathrm{L}k}+M_{cz\mathrm{R}k}+d_{\mathrm{w}}\left(F_{fx\mathrm{L}k}-F_{fx\mathrm{R}k}\right)+F_{\mathrm{gm}k}R_{\mathrm{bg}}\sin\alpha_{\mathrm{m}}\sin\beta_{\mathrm{b}}\\&+\left(d_{\mathrm{ah}}-(-1)^k d_{\mathrm{gw}}\right)\left(F_{\mathrm{gbL}xk}-F_{\mathrm{gbR}xk}\right)-(-1)^k d_{\mathrm{gw}}F_{\mathrm{gm}zk}.\end{aligned}$$

2.12

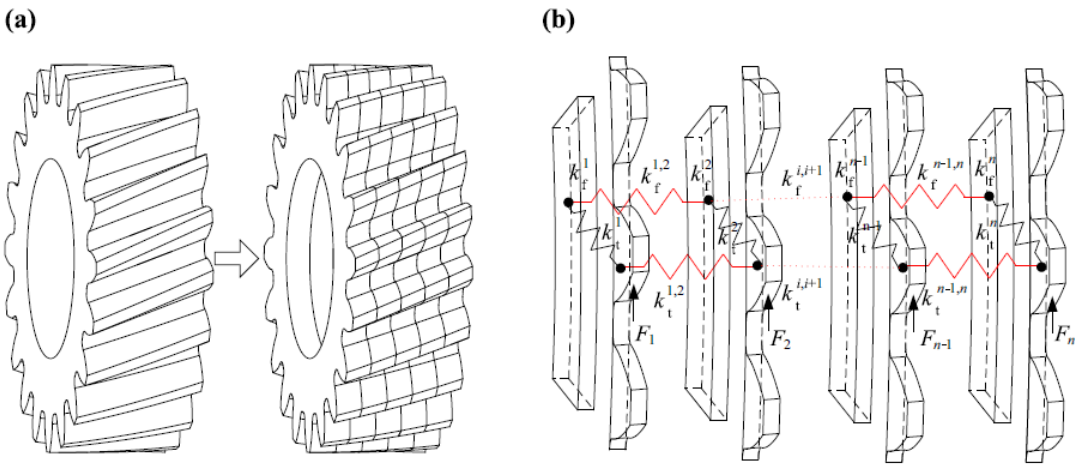
де нижні індекси g та w відносяться до зубчастого колеса та колісної пари; Mwg позначає масу зубчастого колеса та колісної пари; Iwg представляє момент інерції зубчастого колеса та колісної пари; sew та Rw – кут нахилу та радіус кривизни, що відповідають центру колісної пари відповідно; r0 та r позначають номінальний радіус кочення та радіус колеса, що відповідає лівій та правій точкам контакту колеса з рейкою; – номінальна кутова швидкість обертання колісної пари; a0 – піввідстань між лівою та правою точками контакту колеса з рейкою; dw та dah – піввідстань між первинною підвіскою та підшипниками осі в поперечному напрямку відповідно; lgw та dgw позначають відстані в поздовжньому та поперечному напрямках між центрами мас редуктора та колісної пари відповідно; Fw, N, Ff, Fgb та Fc представляють контактні сили, сили повзучості, сили первинного підвішування, сили підвішування, що створюються підшипником коробки передач, що знаходиться на осі, та сили повзучості між колесом та рейкою відповідно; Rbg – радіус ділильного кола зубчастого колеса; w – кут повороту колісної пари.

Для евольвентних передач, таких як «шевронна» або косозубі передачі, наявність кута нахилу спіралі призводить до того, що точки зачеплення вздовж однієї лінії контакту відповідають різним положенням на евольвентній кривій навіть в один і той самий момент. Тому використання методу зрізів для дискретизації косозубих передач дозволяє отримати положення будь-якої точки зачеплення на евольвентній кривій, як показано на рисунку 2.3. Цей процес дозволяє визначити різні деформації, гнучкість та жорсткість передач.

Використання методу зрізів для «шевронна» передбачає поділ односторонньої косозубої передачі на n рівних зрізів вздовж напрямку ширини зуба. Для кожного тонкого зрізу шестерні його точку зачеплення можна приблизно

визначити як середню точку ширини зуба. Жорсткість зчеплення вводиться між сусідніми зрізами через зчеплення між зрізами, як показано на рисунку 2.3.

Під впливом осьових сил та зчеплення між окремими зрізами формула для жорсткості зчеплення в області зчеплення з одним зубом для кожного зрізу шестерні виглядає наступним чином [23]:



a - зрізи; b - зчеплення

Рисунок 2.3 - Зрізи шестерень та зчеплення

$$k_s = \frac{1}{k_t^p} + \frac{1}{k_f^p} + \frac{1}{k_t^g} + \frac{1}{k_f^g} + \frac{1}{k_h}, \qquad 2.13$$

де верхні індекси p та g відносяться до ведучого колеса та шестерні; kt, kf та kh позначають жорсткість зуба, жорсткість фундаменту та контактну жорсткість Герца відповідно. Сили, що діють на зуб шестерні та тіло шестерні, проілюстровано на рисунку 2.4.

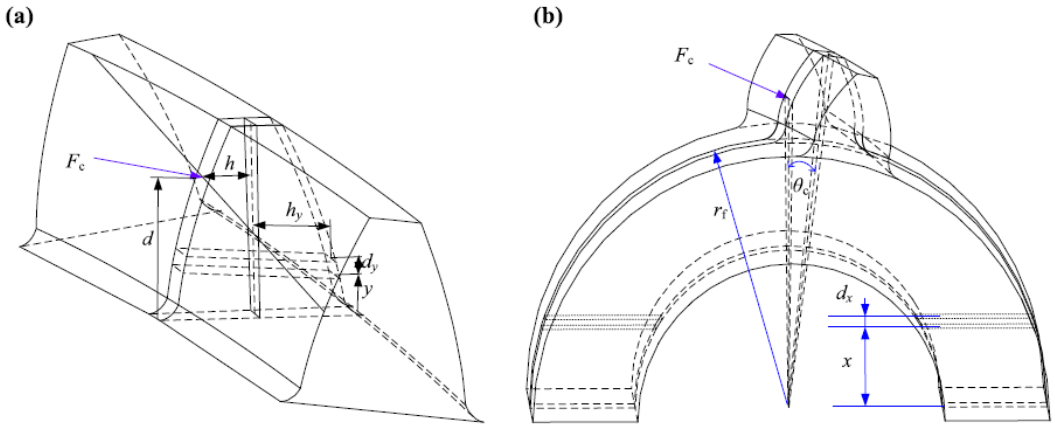
Формула для розрахунку жорсткості зуба шестерні така [27]:

$$k_t^{-1} = k_{atb}^{-1} + k_{ats}^{-1} + k_{att}^{-1} + k_{ttb}^{-1} + k_{tts}^{-1} + k_{ttr}^{-1}. \qquad 2.14$$

Зуб шестерні зазнає деформації згину, деформації зсуву та деформації кручення під дією осьової складової нормальної сили, що діє на поверхню зуба. Жорсткість на згин katb, жорсткість на зсув kats та жорсткість на кручення katt,

викликані осьовою складовою нормальної сили, що діє на поверхню зуба, можна отримати наступним чином [27]:

$$\begin{cases} k_{atb}^{-1} = \int_0^d \sin^2 \beta_b \cdot (d-y)^2 \cdot (EI_{atx})^{-1}\, dy \\ k_{ats}^{-1} = \int_0^d 1.2 \cdot \sin^2 \beta_b \cdot (GA_2)^{-1}\, dy \\ k_{att}^{-1} = \int_0^d \sin^2 \beta_b \cdot h^2 \cdot (GI_{atp})^{-1}\, dy \end{cases} \qquad 2.15$$



a - зуб шестерні; b - корпус шестерні

Рисунок 2.4 - Схема силової схеми лопатевого зубчастого колеса

де d – відстань від точки прикладання навантаження до кореня зуба; E та G – модуль пружності та модуль зсуву матеріалу шестерні відповідно; Iatx – момент інерції площі відносно нейтральної осі; Iatp – полярний момент інерції; A2 – ефективна площа контакту між зрізом зуба та окружністю кореня; *h* – відстань від точки прикладання навантаження до центру симетричної площини зуба шестерні.

Під дією тангенціальної складової нормальної сили на поверхню зуба виникатимуть деформації згину, зсуву та стиску, спрямовані до центру шестерні. Жорсткість на згин kttb, жорсткість на зсув kts та жорсткість на кручення kttr для цієї деталі можна отримати з наступних рівнянь [27]:

$$\begin{cases} k_{\mathrm{ttb}}^{-1} = \int_0^{\mathrm{d}} \cos^2 \beta_{\mathrm{b}} \cdot \left[\cos \alpha_{\mathrm{tc}} \cdot (d-y) - h \cdot \sin \alpha_{\mathrm{tc}}\right]^2 \cdot (EI_{\mathrm{ttx}})^{-1}\, \mathrm{d}y \\ k_{\mathrm{tts}}^{-1} = \int_0^{\mathrm{d}} 1.2 \cdot \cos^2 \beta_{\mathrm{b}} \cdot \cos^2 \alpha_{\mathrm{tc}} \cdot (GA_2)^{-1}\, \mathrm{d}y \\ k_{\mathrm{ttr}}^{-1} = \int_0^{\mathrm{d}} \cos^2 \beta_{\mathrm{b}} \cdot \sin^2 \alpha_{\mathrm{tc}} \cdot (EA_2)^{-1}\, \mathrm{d}y \end{cases} \quad 2.16$$

де tc представляє кут тиску в точці прикладання сили; Ittx – момент інерції площі відносно нейтральної осі.

Подібно до розрахунку для зубців шестерні, деформацію корпусу шестерні можна розділити на осьову деформацію корпусу та деформацію торцевої поверхні корпусу, що відповідає осьовій жорсткості корпусу kaf та жорсткості торцевої поверхні корпусу ktf відповідно.

$$\frac{1}{k_{\mathrm{af}}} = \int_0^{r_{\mathrm{f}}} \sin^2 \beta_{\mathrm{b}} \cdot \left(r \cdot \cos \theta_{\mathrm{c}} - x\right)^2 \cdot EI_{\mathrm{afx}}\, \mathrm{d}x. \quad 2.17$$

де rf – радіус основного кола; c – кут між лінією, що з'єднує точку прикладання навантаження з геометричним центром шестерні та віссю симетрії зубців шестерні; Iafx – момент інерції відносно нейтральної осі.

Жорсткість торцевого тіла можна виразити як

$$\begin{cases} k_{\mathrm{tf}} = \frac{F_{\mathrm{t}}}{\delta_{\mathrm{tf}}}, \text{in single tooth engagement region} \\ k_{\mathrm{tf1}} = \frac{F_{\mathrm{t1}}}{\delta_{\mathrm{tf11}} + \delta_{\mathrm{tf12}}}, k_{\mathrm{tf2}} = \frac{F_{\mathrm{t2}}}{\delta_{\mathrm{tf22}} + \delta_{\mathrm{tf21}}}, \text{in double tooth engagement region} \end{cases} \quad 2.18$$

де Ft – навантаження, що несе зуб шестерні; зміщення детально описано в посиланням [28]. Отже, загальну жорсткість основи галтелі можна отримати як

$$\begin{cases} \frac{1}{k_{\mathrm{f}}} = \frac{1}{k_{\mathrm{af}}} + \frac{1}{k_{\mathrm{tf}}}, \\ \text{in single tooth engagement region} \\ \frac{1}{k_{\mathrm{f1}}} = \frac{1}{k_{\mathrm{af}}} + \frac{1}{k_{\mathrm{tf1}}}, \frac{1}{k_{\mathrm{f2}}} = \frac{1}{k_{\mathrm{af}}} + \frac{1}{k_{\mathrm{tf2}}}, \\ \text{in double tooth engagement region} \end{cases} \quad 2.19$$

Зазвичай, контактна жорсткість Герца в зубчастих передачах пов'язана з контактною силою Fc, що було підтверджено методом скінченних елементів [29] та експериментами [30].

$$k_{\mathrm{h}} = \frac{F_{\mathrm{c}}^{0.1} E^{0.9} b^{0.8}}{1.275}. \quad 2.20$$

де b – товщина кожного зрізу шестерні вздовж осьового напрямку.

Аналогічно, в області багатозубого зачеплення жорсткість зачеплення для кожного зрізу можна отримати, окремо обчислюючи жорсткість зачеплення в кожній точці зачеплення. Підсумовування жорсткості зачеплення з усіх точок зачеплення забезпечує загальну жорсткість зачеплення для кожного зрізу в області багатозубого зачеплення. Після отримання комплексної жорсткості зачеплення для одного зрізу шестерні наступний крок включає підсумовування жорсткості зачеплення ksij для всіх пар зрізаних шестерень вздовж осьового напрямку. Це призводить до загальної жорсткості зачеплення для пари косозубих або шевронних шестерень, враховуючи вплив осьових сил, зчеплення фундаментної конструкції та зчеплення між зрізами.

$$k_{\mathrm{mesh}} = \sum_{j=1}^{m} \sum_{i=1}^{n} k_{sij}, \quad 2.21$$

де n – кількість точок зчеплення, а m – кількість зрізів.

Зубчасту передачу типу «шевронна» можна розглядати як дві косозубі передачі з протилежними кутами нахилу гвинта, зрощені разом, причому кожна косозуба передача займає половину ширини зуба. Тому метод розрахунку жорсткості зчеплення як у моделі зубчастої передачі типу «шевронна», так і в моделі косозубої передачі є узгодженим. Однак, змінна жорсткість зчеплення та сила зчеплення відрізняються через структурні відмінності між двома типами передач. Основні параметри зубчастої передачі високошвидкісного поїзда наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Основні конструктивні параметри зубчастої передачі

Специфікації	Косозуба		Шивронна	
	Спорядження	Шестерня	Спорядження	Шестерня
Матеріал	Сталь			
Модуль (мм)	6.040207			
Кут тиску (°)	20			
Гвинтовий кут (°)	17,5	- 17,5	17,5	- 17,5
Діаметр аддендума (мм)	550.413747	233.74708	550.413747	233.74708
Діаметр дедендума (мм)	523.232816	206.56615	523.232816	206.56615
Кількість зубів	85	35	85	35
Ширина бокової поверхні (мм)	66	66	33	33

2.3 Підмодель підшипника

Вал ведучого колеса та вал шестерні коробки передач високошвидкісного поїзда з'єднані з корпусом коробки передач за допомогою підшипників. У місці розташування вала ведучого колеса опора та осьове позиціонування забезпечуються двома циліндричними роликовими підшипниками та одним чотириточковим кульковим підшипником.

Вал шестерні, з іншого боку, підтримується двома конічними роликовими підшипниками. Для зручності моделювання та розрахунку чотириточковий кульковий підшипник у моделі був спрощений до елемента демпфування поперечної жорсткості.

Для конічного роликового підшипника, як показано на рисунку 2.5, динамічну контактну силу Foj на ролик j між роликом та зовнішньою доріжкою кочення можна розрахувати наступним чином [31]:

$$F_{oj} = 35948 L_{w}^{\frac{8}{9}} \delta_{oj}^{\frac{10}{9}}, \qquad 2.22$$

де Lw позначає ефективну довжину контакту ролика; oj представляє прогин контакту. Тоді динамічну контактну силу Fij на кожен ролик j між роликом та внутрішньою доріжкою кочення можна оцінити за формулою [18]

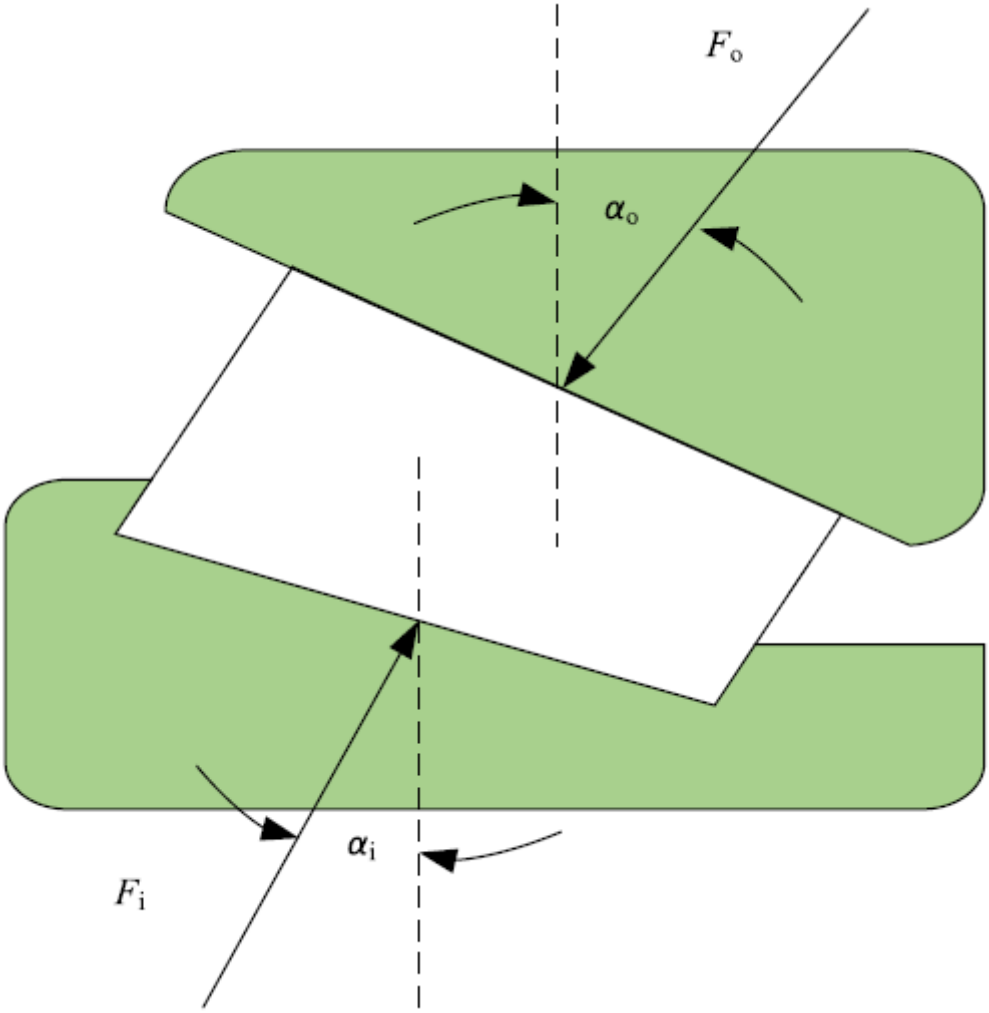


Рисунок 2.5 - Роликове навантаження в конічному роликовому підшипнику

$$F_{ij} = F_{oj}\frac{\sin(\alpha_o+\alpha_f)}{\sin(\alpha_i+\alpha_f)} - \frac{1}{2}md_m w_c^2\frac{\sin\alpha_f}{\sin(\alpha_i+\alpha_f)}, \qquad 2.23$$

де αo, αi та αf позначають кути контакту зовнішньої доріжки кочення ролика, внутрішньої доріжки кочення ролика та напрямного фланця ролика відповідно; dm – діаметр ділильного з'єднання; а wc являє собою орбітальну кутову швидкість ролика, яку можна розрахувати за формулою

$$w_c = \frac{w_{ws}}{2d_m}\left(d_m - d_r\cos\frac{\alpha_o+\alpha_i}{2}\right), \qquad 2.24$$

wws позначає кутову швидкість колісної пари; dr – середній діаметр ролика.

Отже, результуючі сили підшипників у радіальному та осьовому напрямках отримуються за формулою [18].

$$\begin{cases} F_{\mathrm{r}} = \sum_{j=1}^{n} F_{oj} \cos\alpha_{\mathrm{o}} \cos\psi_j + C_{\mathrm{gb}}\left(\dot{X}_{\mathrm{gb}} - \dot{X}_{\mathrm{w}} \pm \dot{\psi}_{\mathrm{w}} d_{\mathrm{w}}\right) \\ F_{\mathrm{a}} = \sum_{j=1}^{n} F_{oj} \sin\alpha_{\mathrm{o}} + C_{\mathrm{gb}}\left(\dot{Y}_{\mathrm{gb}} - \dot{Y}_{\mathrm{w}}\right) \end{cases} \qquad 2.25$$

де нижні індекси gb та w відносяться до редуктора та колісної пари; Cgb – демпфування підшипника; w – рисхання колісної пари; X та Y – поздовжнє та поперечне зміщення відповідно.

Максимальне контактне напруження можна визначити за формулою [18]:

$$\begin{cases} \sigma_{\mathrm{o,max}} = 2F_{\mathrm{o}}\left(\pi L \cdot w\sqrt{\frac{4F_{\mathrm{o}}}{\pi L_{\mathrm{w}} \sum \rho_{\mathrm{o}}}\left(\frac{1-\nu_{\mathrm{r}}^2}{E_{\mathrm{r}}} + \frac{1-\nu_{\mathrm{rw}}^2}{E_{\mathrm{rw}}}\right)}\right) \\ \sigma_{\mathrm{i,max}} = 2F_{\mathrm{i}}\left(\pi L \cdot w\sqrt{\frac{4F_{\mathrm{i}}}{\pi L_{\mathrm{w}} \sum \rho_{\mathrm{i}}}\left(\frac{1-\nu_{\mathrm{r}}^2}{E_{\mathrm{r}}} + \frac{1-\nu_{\mathrm{rw}}^2}{E_{\mathrm{rw}}}\right)}\right) \end{cases}, \qquad 2.26$$

де σo,max та σi,max позначають відповідно максимальне контактне напруження між роликом та зовнішньою та внутрішньою доріжками кочення; Σ ρo та Σρi – коефіцієнти контакту між роликом та зовнішньою та внутрішньою доріжками кочення відповідно; vr та vrw – коефіцієнти Пуассона ролика та доріжки кочення відповідно; Er та Erw – модуль пружності ролика та доріжки кочення відповідно.

Метод розрахунку контактної сили в циліндричних роликових підшипниках узгоджується з методом розрахунку конічних роликових підшипників. Він вимагає лише регулювання кутів контакту між роликами та внутрішнім та зовнішнім кільцями.

Основні параметри зубчастої передачі високошвидкісного поїзда наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 3 Основні конструктивні параметри підшипників

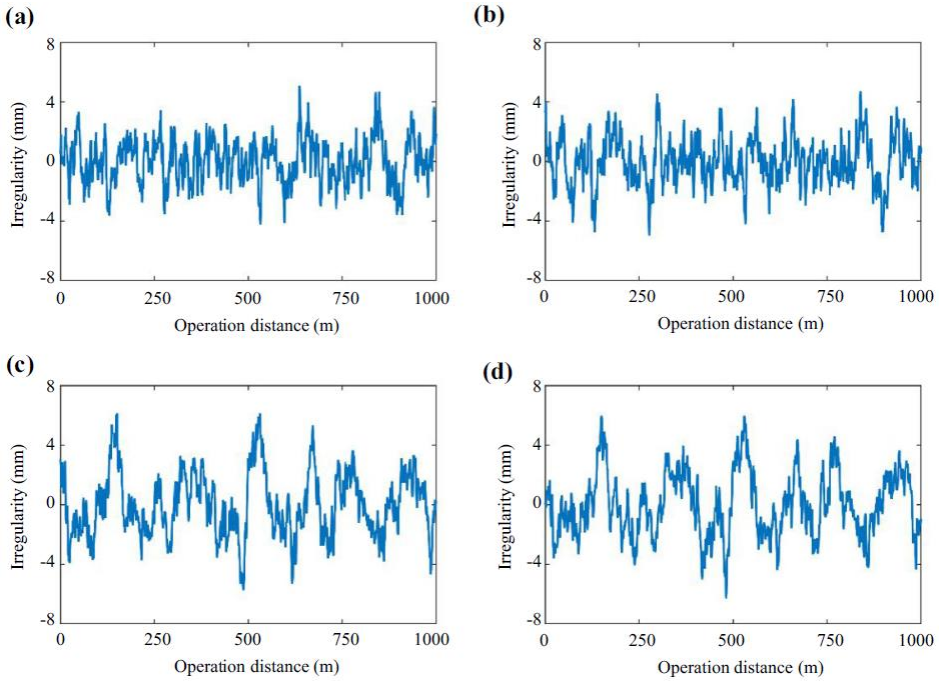
Специфікації	Підшипник шестерні колеса	Підшипник шестерні колеса
Тип кочівного елемента	Конічний	Циліндричний
Діаметр ролика (мм)	21	22
Ефективна довжина ролика (мм)	44	22
Кут контакту (º)	20	-
Діаметр різьби (мм)	258	111
Кількість елементів	35	14
Коефіцієнт стиснення	150 000	150 000
Діаметральний зазор (мм)	-	0,01
Осьовий зазор (мм)	-	0,02

2.4 Перевірка моделі

Для перевірки точності побудованої моделі в цьому розділі порівнюються результати моделювання віброприскорення коробки передач з виміряними даними. У моделюванні як збудження нерівності колії використовувався профіль залізниці, як показано на рисунку 2.6, а транспортний засіб рухається з постійною швидкістю 300 км/год. Крім того, було включено збудження полігонального зносу коліс для відтворення фактичних умов експлуатації коробок передач у високошвидкісних поїздах, як показано на рисунку 2.7.

Оскільки коробки передач випробувальних транспортних засобів використовують косозубу передачу, у цьому розділі порівнюються обчислювальні результати на основі моделі косозубої передачі. Зв'язок між швидкістю руху та

опором руху встановлюється на основі виміряної кривої опору Китайської академії залізничних наук [32].

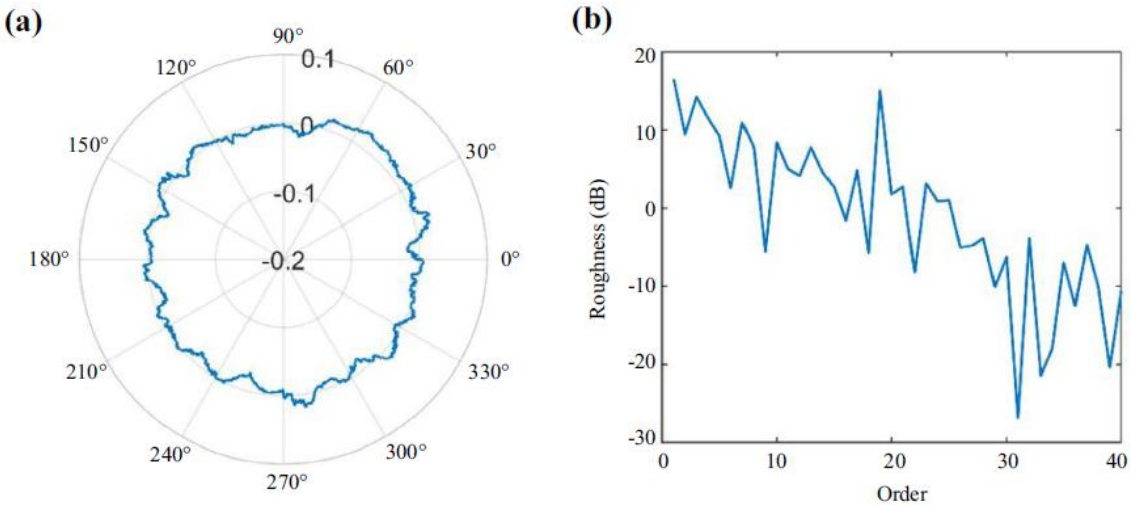


a - бічна ліва сторона; b - бічна права сторона; c вертикальна ліва сторона; d - вертикальна права сторона

Рисунок 2.6 – Порівняння нерівності колії

$$F_{\mathrm{r}} = 0.00028259Mg + 56.10492\left(V + V_{\mathrm{h}}\right) + 7.87985\left(V + V_{\mathrm{h}}\right)^2 \qquad 2.27$$

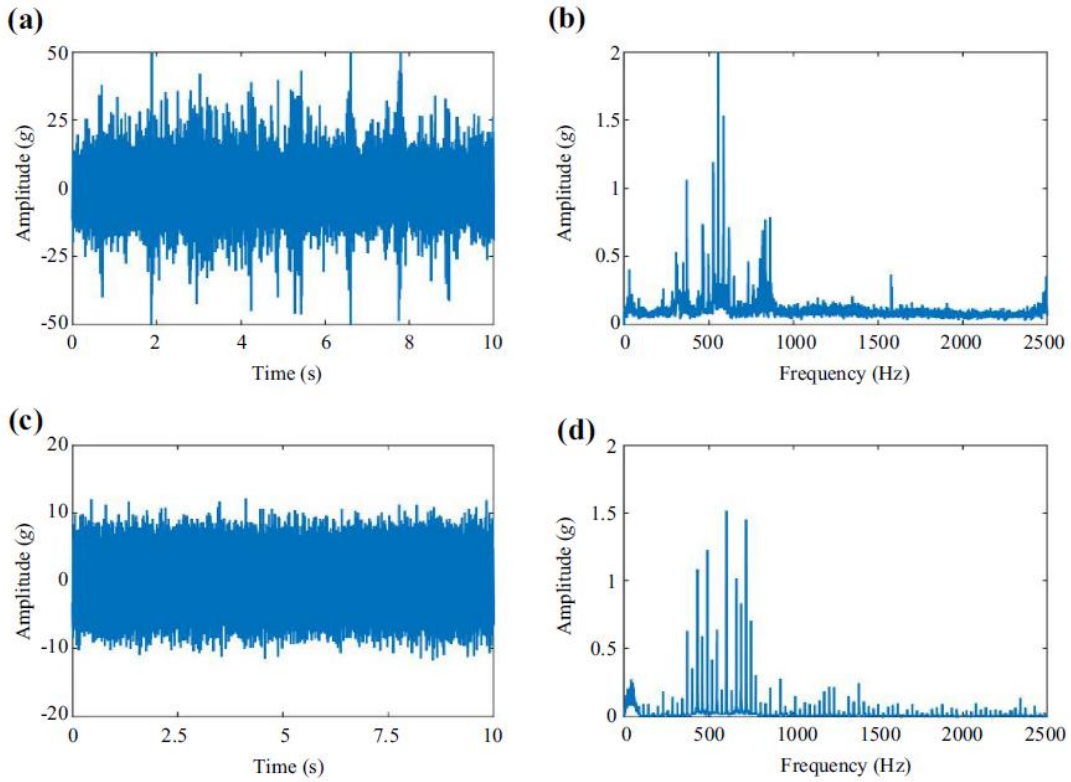
Як заміна використовується вібраційне прискорення на кінці осі колеса. У цьому розділі змодельовані результати вібраційного прискорення у двох місцях: корпусі коробки передач та буксі колісної пари, порівнюються з виміряними даними транспортних засобів, що працюють на колії.



a - амплітуда в полярній системі координат; b - округлість у декартовій системі координат

Рисунок 2.7 - Полігонізація колеса

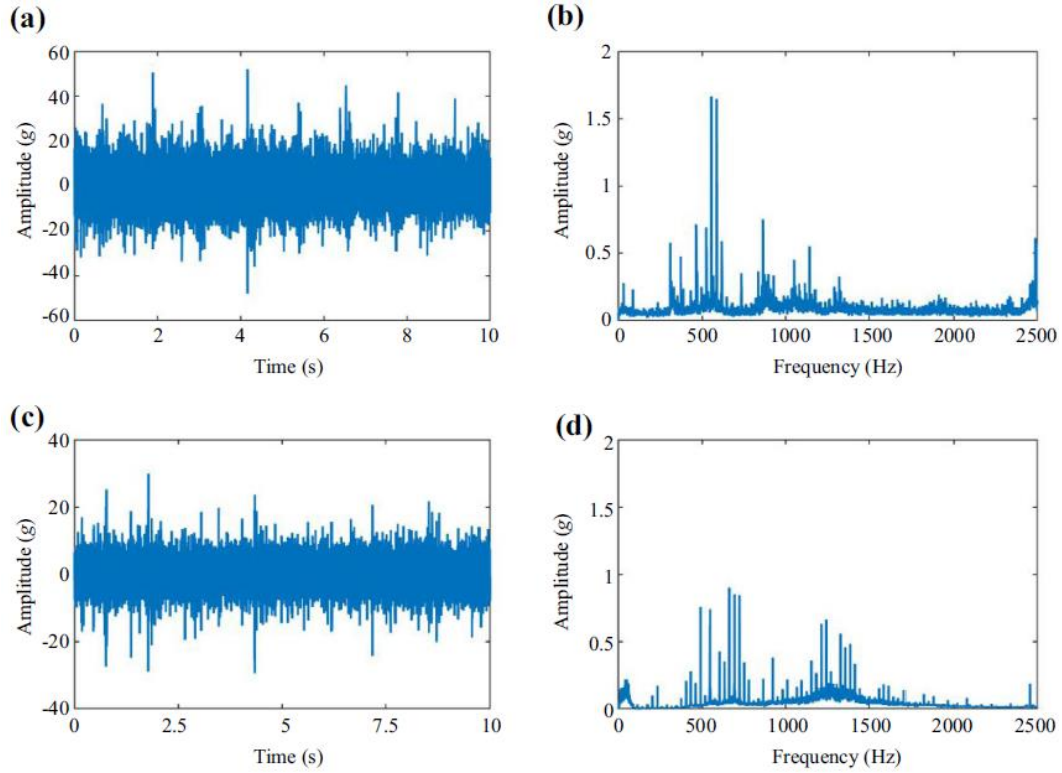
На рисунку 2.8 показано дані вібраційного прискорення букси колісної пари в часовій та частотній областях. Виміряна амплітуда вібраційного прискорення букси в часовій області приблизно втричі перевищує результати моделювання. Ця розбіжність виникає через спрощення моделі для підвищення обчислювальної ефективності, де підшипники між колісною парою та буксою були спрощені. У реальному транспортному засобі між буксою та колісною парою є зазори в радіальному та осьовому напрямках. Крім того, маса букси значно менша, ніж маса колісної пари. Тому під час експлуатації транспортного засобу очікується, що амплітуда вібрації букси буде більшою, ніж амплітуда вібрації колісної пари. Порівняння в частотній області показує, що як виміряні дані, так і результати моделювання для букси переважно демонструють частоту обертання колеса та його гармоніки, в основному зосереджені навколо 500 Гц. Через неідеальну круглу форму реальних коліс вони часто демонструють ексцентриситет першого порядку, що призводить до збудження на частоті обертання колеса. Крім того, під час роботи транспортного засобу поступово посилений полігональний знос коліс високого порядку генерує високочастотне збудження на частоті 580 Гц. Взаємодія між цими двома збудженнями призводить до формування багатих бічних смуг навколо полігональної частоти колеса.



a - виміряна часова область; b - виміряні спектри; c - змодельована часова область; d - змодельовані спектри

Рисунок 2.8 - Порівняння вібрації букси

На рисунку 2.9 показано дані вібраційного прискорення корпусу коробки передач у часовій та частотній областях. На графіку в часовій області виміряне вібраційне прискорення корпусу приблизно вдвічі перевищує результати моделювання. Ця різниця виникає через ідеалізований характер крутного моменту, що прикладається в моделі, тоді як фактичний двигун вносить значну кількість пульсуючих гармонік. Наявність гармонійних пульсацій у крутному моменті двигуна посилює вібрацію коробки передач. Порівняння частотних спектрів між виміряними даними та результатами моделювання показує існування основних компонентів, таких як частота обертання колеса, полігональна частота колеса, смуги частот крайових частот та частота зачеплення зубчастих коліс.



a - виміряна часова область; b - виміряні спектри; c - змодельована часова область; d - змодельовані спектри

Рисунок 2.9 - Порівняння вібрації коробки передач

Наведені вище порівняння показують, що вібраційні характеристики колісної пари та редуктора, отримані за допомогою моделювання, узгоджуються з характеристиками, що спостерігаються у виміряних даних. Це підтвердження підкреслює точність результатів моделювання динамічних характеристик за моделлю, а також умови експлуатації підшипників редуктора. Його можна використовувати для дослідження динамічних змін навантажень на підшипники та контактних напружень.

2.5 Аналіз роботи зубчастої передачі

Змінна з часом жорсткість зачеплення та кількість зачеплених зубів у системах передач з косозубими та шевронними зубчастими передачами проілюстровано на рисунку 2.10. Через те, що косозуба зубчаста передача складається з двох гвинтових зубчастих передач з протилежними кутами нахилу

гвинтової лінії та однаковою шириною зубців, її можна розглядати як дві пари гвинтових зубчастих передач під час процесу зачеплення. Отже, за умови однакової загальної ширини зубців, довжина лінії зачеплення пари зубчастих передач " шевронна " менша, ніж у пари зубчастих передач "шевронна". Порівняно з косозубою парою, протягом одного циклу зачеплення пара зубчастих передач " шевронна " проводить більше часу в зоні подвійного зачеплення та менше часу в зоні потрійного зачеплення. Отже, амплітуда коливань її жорсткості зачеплення значно більша, ніж у пари зубчастих передач " шевронна ".

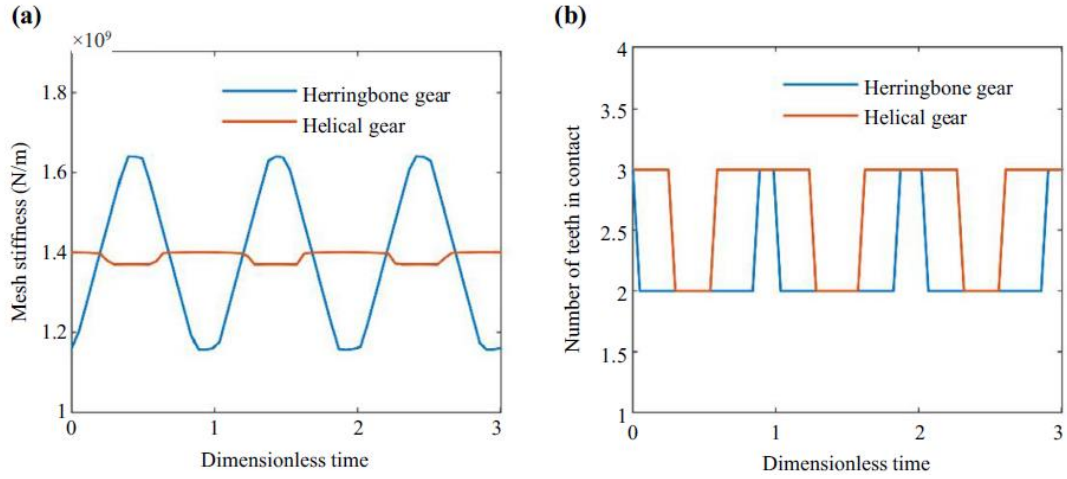


Рисунок 2.10 - Порівняння жорсткості сітки a та кількості зубців, що контактують b

Для дослідження різниці в експлуатаційних характеристиках двох систем зубчастих передач під час експлуатації високошвидкісних залізничних ліній у цьому дослідженні використовуються виміряні спектри колії на лінії Ухань-Гуанчжоу як збудження для нерівностей колії. Робоча швидкість транспортного засобу встановлена на рівні 300 км/год. За цих заданих умов розраховані часові залежності осьових та радіальних сил на шестернях зображені на рисунку 2.11. Осьова сила косозубої зубчастої пари демонструє значні коливання під впливом нерівностей колії, досягаючи ефективного значення 2,35 кН. Навпаки, осьова сила зубчастої пари «шевронна» залишається відносно стабільною, з ефективним значенням 0,09 кН, що значно нижче, ніж у першої за еквівалентних умов. Радіальні сили двох зубчастих пар близькі, з ефективними значеннями 2,85 та 2,88

кН відповідно. Однак зубчаста пара «шевронна» демонструє дещо більшу частотну складову зачеплення в радіальній силі через коливання жорсткості зачеплення шестерень, що відповідає низькочастотним хвилям, спричиненим нерівностями колії.

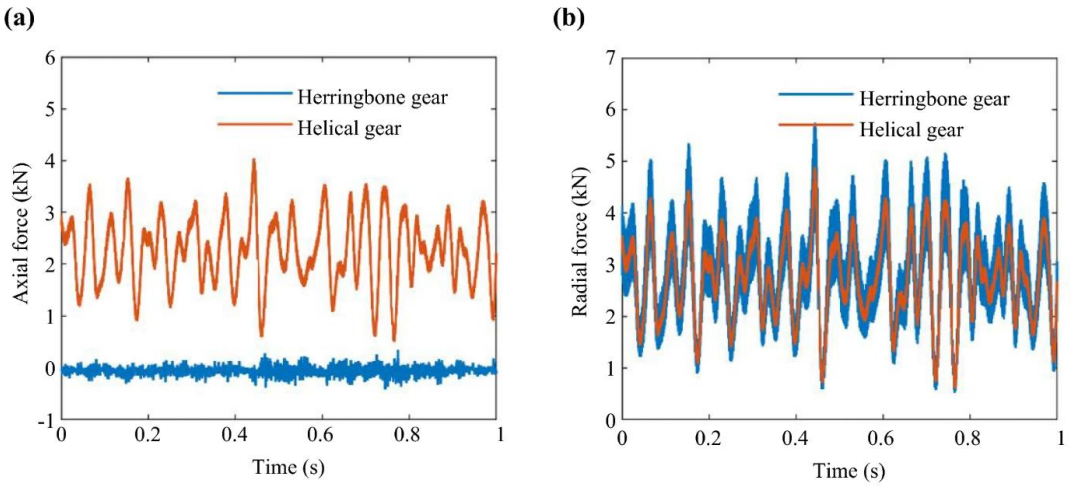
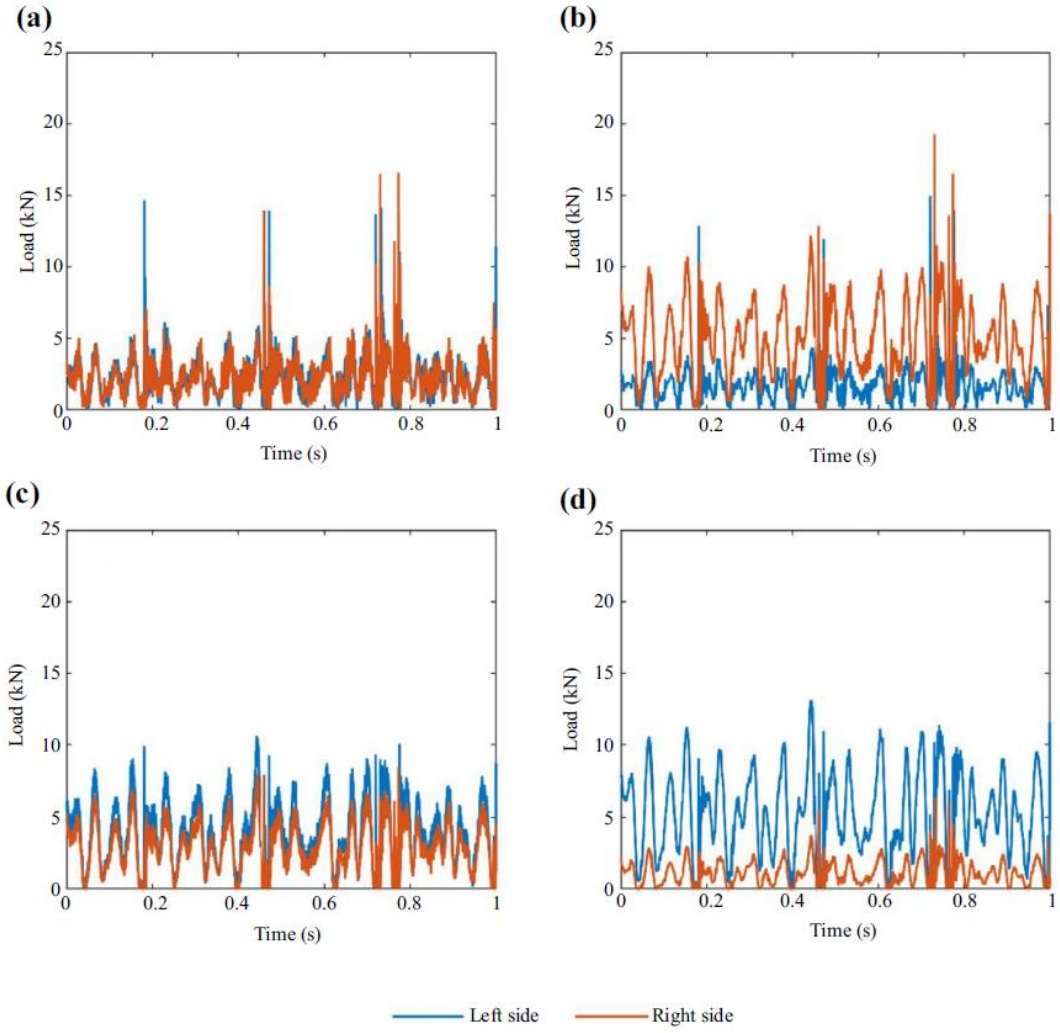


Рисунок 2.11 – Порівняння a осьової сили та b радіальної сили

2.6 Аналіз навантажувальних характеристик підшипників

Вал шестерні закріплений на коробці передач за допомогою підшипників, і таким чином, коливання осьової та радіальної сили, що виникають під час процесу зачеплення шестерні, діють на підшипники. Ці сили, у поєднанні зі збудженнями від колеса до рейки, призводять до вібрацій та ударів як на колісну пару, так і на коробку передач, піддаючи підшипники коробки передач значним випадковим навантаженням. Розподіл сили на підшипниках, що підтримують шестерню та ведуче колесо в коробці передач, порівнюється, як показано на рисунку 2.12. У зубчастій передачі «шевронна» підшипники з лівого та правого боків ведучого та зубчастого коліс несуть відносно збалансовані навантаження. Для більш інтуїтивного зображення дисбалансу навантаження на лівий та правий підшипники шестерні, у цьому дослідженні використовується коефіцієнт зниження навантаження (LRR), розрахований як різниця між навантаженнями на

лівий та правий підшипники, поділена на середнє навантаження. Згідно зі статистичним аналізом у таблиці 2.4, LRR для підшипників з лівого та правого боків шестерні становить 3,68% та 26,90% відповідно. На відміну від цього, для косозубої передачі, LRR для підшипників з лівого та правого боків шестерні становить 89,58% та 124,58% відповідно. Порівняльні результати показують, що косозуба передача призводить до значного дисбалансу навантаження в підшипниках з обох боків шестерні порівняно з шевронною передачею.



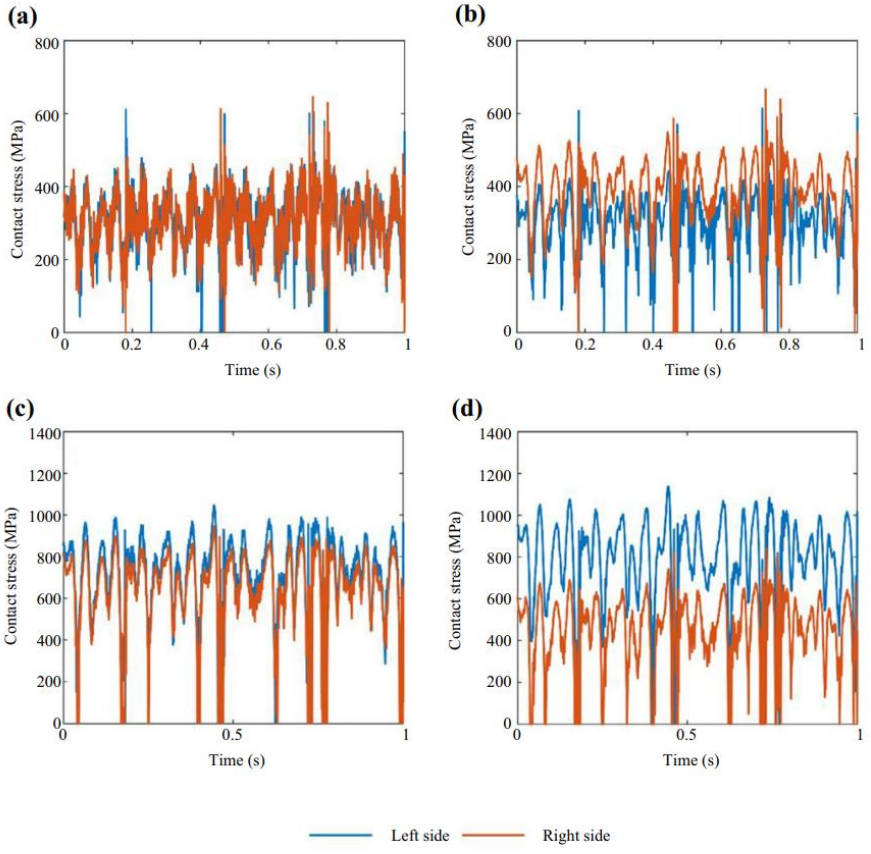
a - зубчасте колесо у формі ялинки; b - косозубе зубчасте колесо;
c - головне колесо у формі ялинки; d - косозубе зубчасте колесо

Рисунок 2.12 – Порівняння навантажень на підшипники

Таблиця 2.4 Умови навантаження роликів підшипника

Специфікації	Шивронна				Спіральний			
	Спорядження		Шестерня		Спорядження		Шестерня	
	Лів.	Прав	Лів.	Прав	Лів.	Прав	Лів.	Прав
NLR	22.16	22.15	5.23	4.98	12,89	33,74	5.63	4.14
MaxL	0,32	0,32	1.58	1.24	0,31	0,58	2.04	0,53
SumL	2.51	2.42	4.15	3.17	1,99	5.22	5.55	1.29
LRR	3,68%		26,90%		89,58%		124,58%	

NLR, MaxL, SumL відносяться до кількості навантажених роликів, максимального навантаження на ролик, загального навантаження на підшипник відповідно.



a - зубчасте колесо типу «шевронна»; b - косозуба зубчасте колесо;
c - зубчасте колесо типу «шевронна»; d - косозуба зубчасте колесо

Рисунок 2.13 - Порівняння контактних напружень підшипника

Порівнюючи рисунки 2.12 та 2.13, у косозубій зубчастій передачі навантаження з обох боків підшипників шестерні та ведучого колеса є сильно

незбалансованим. Однак, ситуація з контактними напруженнями для підшипників з лівого та правого боків шестерні та ведучого колеса суттєво відрізняється. Середньоквадратичні (RMS) значення контактних напружень для підшипників з обох боків шестерні становлять 305,2 та 384,0 МПа відповідно, тоді як для ведучого колеса RMS значення для підшипників з обох боків становлять 788,5 та 464,6 МПа відповідно. Враховуючи різницю в кількості несучих роликів для двох зубчастих передач, як зазначено в таблиці 2.4, можна помітити, що підшипник з правого боку шестерні в косозубій зубчастій передачі має на 20,85 більше несучих роликів, ніж з лівого боку. З більшою кількістю роликів для сприйняття навантаження максимальне навантаження, яке повинен сприймати окремий ролик, значно зменшується, що ефективно знижує загальний рівень контактних напружень на підшипнику з правого боку. Натомість, підшипник з лівого боку ведучого колеса, хоча й несе загальне навантаження в 4,3 рази більше, ніж з правого боку, має лише на 36% більше несучих роликів. Це призводить до того, що підшипник з лівого боку ведучого колеса відчуває контактне напруження, яке значно перевищує, ніж з правого боку.

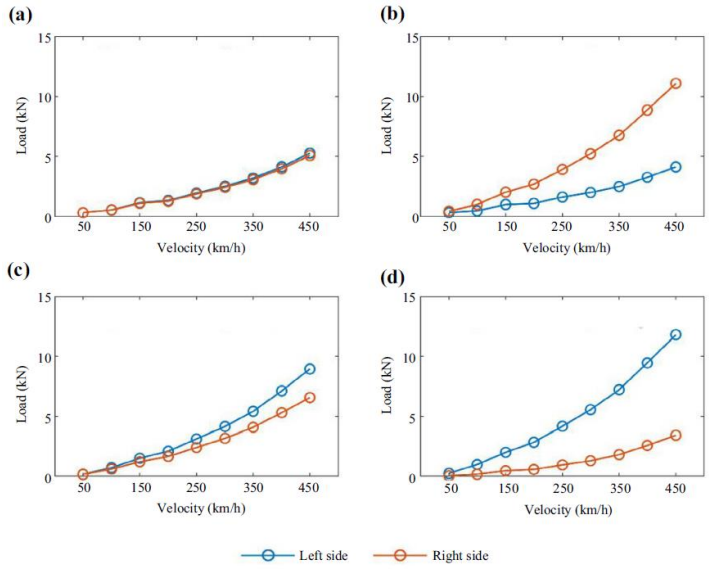
Щодо підшипників на ведучому колесі, то при використанні зубчастої передачі типу «шевронна» загальне контактне напруження на підшипнику з лівого боку дещо більше, ніж на підшипнику з правого боку, що вказує на незначний дисбаланс у розподілі навантаження. Однак, при використанні косозубої передачі, комбінований вплив осьових та радіальних сил, що виникають під час зачеплення зубчастих передач, призводить до значного збільшення контактного напруження на підшипнику з лівого боку. Це призводить до серйозного дисбалансу в розподілі навантаження з обох боків підшипників.

2.7 Аналіз навантаження на підшипник та контактних напружень при різних швидкостях

Для аналізу впливу робочої швидкості транспортного засобу на навантаження на підшипник коробки передач та контактне напруження, у цьому

дослідженні було проведено моделювання розрахунків за дев'яти різних швидкостей, від 0 до 450 км/год з інтервалами 50 км/год.

Значення середньоквадратичного відхилення навантажень на підшипники коробки передач за різних робочих швидкостей порівнювалися, як показано на рисунку 2.14. Загалом, зі збільшенням робочої швидкості транспортного засобу навантаження на всі підшипники коробки передач також збільшуються. У зубчастій передачі типу «шевронна» підшипники з обох боків зубчастого колеса підтримують баланс навантаження на різних рівнях швидкості. Однак для ведучого колеса спостерігається незначний LRR (Large-Right-Right-Right) у розподілі навантаження з обох боків. Навпаки, у косозубій зубчастій передачі, у всьому діапазоні швидкостей, підшипники як на ведучому, так і на зубчастому колесі демонструють значний дисбаланс навантаження. Зокрема, зубчасте колесо має тенденцію навантажувати підшипник з правого боку, тоді як для ведучого колеса ситуація зворотна.



a - зубчасте колесо у формі ялинки; b - косозубе зубчасте колесо; c - головне колесо у формі ялинки; d - косозубе зубчасте колесо

Рисунок 2.14 - Порівняння тенденцій навантаження на підшипники

З таблиці 2.5 видно, що зі збільшенням швидкості руху транспортного засобу коефіцієнт змінного струму (LRR) ведучого колеса в шевронній зубчастій

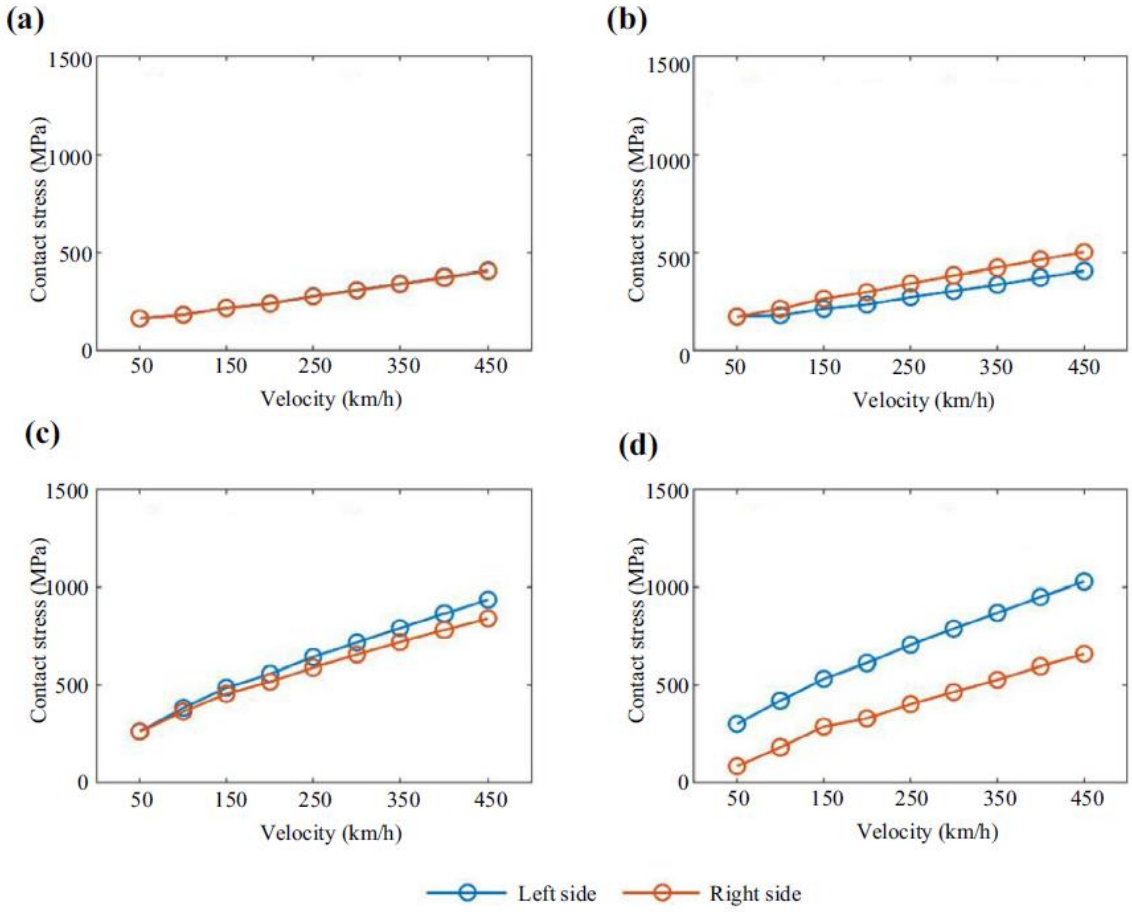
передачі дещо збільшується, тоді як у косозубій зубчастій передачі LRR як для ведучого колеса, так і для зубчастого колеса поступово зменшується.

Таблиця 2.5 - Підшипник редуктора LRR на різних швидкостях

Швидкість (км/год)	Шевронний		Спіральний	
	Спорядження	Шестерня	Спорядження	Шестерня
50	0,40	4,00	30,33	144,44
100	2,54	17,03	71,22	140,32
150	4,12	21,76	67,55	125,14
200	4,70	23,68	84,86	133,49
250	3,91	25,95	83,84	126,05
300	3,68	26,90	89,58	124,58
350	4,38	28,02	92,36	120,05
400	4,13	29,29	92,21	114,39
450	3,69	30,55	91,43	110,11

Значення середньоквадратичного значення контактного напруження в підшипниках коробки передач у діапазоні швидкостей 0–450 км/год зображено на рисунку 2.15. Тенденції контактного напруження для кожного підшипника відрізняються від тенденцій навантаження на підшипник зі зміною швидкості. Як видно на рисунках 2.14 та 2.15, у косозубій зубчастій передачі дисбаланс навантаження на лівий та правий підшипники зубчастого колеса значно погіршується зі збільшенням швидкості. Однак різниця в контактному напруженні між ними залишається стабільною. Порівнюючи навантаження на підшипник та напруження в косозубій зубчастій передачі та шевронній зубчастій передачі для зубчастого колеса, очевидно, що, хоча існує значна різниця в навантаженні, числові значення контактного напруження для обох знаходяться на подібному рівні. Це пояснюється тим, що підшипники зубчастих коліс у косозубій зубчастій передачі мають набагато більшу кількість несучих роликів порівняно з шевронною зубчастою передачею. Завдяки більшій кількості роликів для сприйняття

навантаження ефективно знижується загальний рівень контактного напруження на підшипниках.



a - зубчасте колесо у формі ялинки; b - косозубе зубчасте колесо; c - головне колесо у формі ялинки; d - косозубе зубчасте колесо

Рисунок 2.15 - Порівняння тенденцій контактних напружень у підшипниках

Відповідно, швидкості зміни контактного напруження для кожного підшипника в коробці передач, що використовує шестерні типу «шевронна» на різних робочих швидкостях, були статистично проаналізовані та представлені в таблиці 2.6. Середнє зниження контактного напруження для підшипника з правого боку шестерні становить приблизно 20%, тоді як підшипник з лівого боку кінця ведучого колеса зазнає середнього зниження близько 9%.

Таблиця 2.6 Швидкість зміни контактного напруження в підшипниках редуктора при різних швидкостях

Швидкість (км/год)	Спорядження		Шестерня	
	Лівий (%)	Правий (%)	Лівий (%)	Правий (%)
50	-5,57	-5,09	-12,72	202,40
100	2,15	-14,97	-8,89	100,68
150	2,3	-18,27	-8,53	58,86
200	2,4	-20,10	-9,01	57,33
250	2,14	-19,60	-8,84	46,36
300	1,81	-19,79	-9,01	41,07
350	1,55	-19,80	-9,08	36,43
400	0,82	-19,74	-8,97	31,30
450	0,52	-19,19	-8,92	27,70

Висновок

У цій роботі створено динамічну модель зубчастої передачі високошвидкісних поїздів у модельованих умовах експлуатації, що дозволяє більш реалістично симулювати експлуатаційні характеристики підшипників коробки передач. Було проведено порівняльний аналіз для оцінки впливу використання зубчастих передач типу «шевронна» та косозубих передач на навантаження та контактні напруження підшипників у коробці передач. Результати дослідження показують, що осьові сили, що виникають у косозубих передачах, призводять до серйозного дисбалансу навантаження в підшипниках коробки передач, що призводить до значного збільшення контактних напружень з одного боку підшипників шестерень.

Натомість, використання зубчастих передач типу «шевронна» суттєво зменшує осьові сили в зубчастій передачі, зменшуючи дисбаланс навантаження в підшипниках коробки передач і значно покращуючи контактне напруження на підшипниках. Зі збільшенням робочої швидкості транспортного засобу контактне

напруження на підшипниках коробки передач швидко зростає, що суттєво впливає на термін служби підшипників. Використання зубчастої передачі типу «шевронна» суттєво покращує експлуатаційні характеристики підшипників коробки передач для високошвидкісних поїздів на вищих швидкостях.

Через обмежені ресурси випробування експлуатаційних характеристик підшипників коробки передач високошвидкісних поїздів ще не проводилися. Автор планує провести відповідні експериментальні дослідження в майбутньому. Посилання [31] наведено у списку, але не цитовано в тексті. Будь ласка, цитуйте в тексті або видаліть зі списку. Посилання [31] цитовано в розділі 2.3, рівняння (22)

3 Техніко-економічне обґрунтування впровадження шевронної зубчастої передачі

3.1 Визначення витрат призначених для розрахунку впровадження шевронної зубчастої передачі

Розрахунок вкладень на впровадження виконуємо по формулі

$$K = B_П + B_М + B_Н, \text{ грн} \tag{3.1}$$

де $B_п$ – витрати на придбання комплекту шевронної передачі ($B_п$ =1,8–2,4 млн грн.);

$B_м$ – витрати на монтаж, грн;

$B_н$ – витрати на настроювання, грн.

Витрати $B_м$, $B_н$ розраховую по формулі

$$B_i = T_i \cdot E_{ГТС}, \text{ грн} \tag{3.2}$$

де T_i – нормативна трудомісткість;

$E_{гтс}$ – годинна тарифна ставка слюсаря 5-6 розряду.

Підставляємо значення у формули 3.1, 3.2.

$$B_м = 2 \cdot 100 = 200 \text{ грн.}$$

$$B_н = 0{,}5 \cdot 100 = 50 \text{ грн.}$$

$$K = 2000000 + 200 + 50 = 2000250 \text{ грн.}$$

3.2 Поточні витрати

Поточні витрати визначаємо за формулою

$$I_t = E_{зп} + E_{соц} + E_м + E_{ел} \quad (3.3)$$

де $E_{зп}$ - витрати на зарплату персоналу, що обслуговує комплект;

$E_{соц}$ – відрахування на соціальні потреби;

$E_м$ – витрати на матеріали та запчастини для ремонту та заміни (приймається 1000 грн.);

$E_{ел}$ - витрати на електроенергію.

Витрати на заробітну плату визначаються по формулі

$$E_{зп} = (Ч_{яв} \cdot E_{зп.\,ср} \cdot K_д) \cdot 12 \quad (3.4)$$

де $Ч_{яв}$ – кількість робітників, що виконують монтаж;

$E_{зп.\,ср}$ - середньомісячна заробітна плата, грн.. (оклад слюсаря, що обслуговує комплект, приймаємо 7500 грн.);

$K_д$ – коефіцієнт, який враховує доплати, премії, винагороду за вислугу років (приймаємо $K_д$=1,5).

$$E_{зп} = (1 \cdot 7500 \cdot 1{,}5) \cdot 12 = 135000 \text{ грн.}$$

Витрати на соціальні потреби визначаються по формулі

$$E_{соц} = E_{зп} \cdot K_{соц} \quad (3.5)$$

де $E_{зп}$ – річний фонд заробітної плати, грн.;

$К_{соц}$ – коефіцієнт відрахування на соціальні потреби (приймаємо $К_{соц}$ = 0,22).

$$Е_{соц} = 13500 \cdot 0,22 = 29700 \text{ грн}$$

Витрати на електроенергію визначаються по формулі

$$Е_{ел} = \sum Ω \cdot Т \cdot \lambda \cdot Ц_{квт\cdot г} \quad (7.6)$$

де $Ω$ - потужність пристрою, кВт (приймаємо 1 кВт);

$Т$ – час роботи пристрою за рік (приймемо 1000 год);

λ – коефіцієнт завантаження комплексу (приймаємо 0,8);

$Ц_{квт\ г}$ – ціна 1 кВт год електроенергії, грн. (приймаємо 2,5 грн.).

$$Е_{ел}=1 \cdot 1000 \cdot 0,8 \cdot 2,5 = 2000 \text{ грн.}$$

Підставивши ці значення в формулу (3.3) отримаємо поточні витрати при впровадженні комплекту

$$І_t = 135000 + 29700 + 1000 + 2000 = 167700 \text{ грн.}$$

При кількості елементів, які відповідно до річної програми ремонту підлягають демонтажу, заміні або ремонту у кількості 1 одиниці за один рік, витрати за даними локомотивного депо становлять 425000 грн. Виходячи з цього можна підрахувати, яку суму можливо зекономити при впровадженні цього комплекту

$$Р_t = 0,75 \cdot Е_р \quad (3.7)$$

де $Е_р$ – витрати на діагностування та випробування.

$$P_t = 0{,}7 \cdot 325000 = 297500 \text{ грн.}$$

Приведення економічного ефекту року t до останнього року життєвого циклу називається компаундуванням. З цією метою для кожного року t життєвого циклу проекту визначається відповідний коефіцієнт приведення (α_t).

Оскільки результати і витрати різних років розрахункового періоду приводяться до останнього року розрахункового періоду, то коефіцієнт приведення економії, що отримана в різні роки можна визначити як

$$\alpha_t = \frac{(1+E_н)^{t_к}}{\left[(1+E_н)(1+R)(1+I)\right]^{t_к}}, \qquad (3.8)$$

де $E_н$ - коефіцієнт, який визначає банківський відсоток. Приймаємо $E_н = 0{,}2$;

R – ризики 10%, $R = 0{,}1$;

I – річний коефіцієнт інфляційного очікування. I=0,17.

t_k – кількість років, що відділяють розрахунковий рік від року, результати і витрати якого приводяться до розрахункового року.

$$\alpha_{2021} = \frac{(1+0{,}2)^0}{[(1+0{,}2)\cdot(1+0{,}17)\cdot(1+0{,}1)]^0} = 0{,}909$$

$$\alpha_{2022} = \frac{(1+0{,}2)^1}{[(1+0{,}2)\cdot(1+0{,}17)\cdot(1+0{,}1)]^1} = 0{,}826$$

$$\alpha_{2023} = \frac{(1+0{,}2)^2}{[(1+0{,}2)\cdot(1+0{,}17)\cdot(1+0{,}1)]^2} = 0{,}751$$

$$\alpha_{2024} = \frac{(1+0{,}2)^3}{[(1+0{,}2)\cdot(1+0{,}17)\cdot(1+0{,}1)]^3} = 0{,}683$$

$$\alpha_{2025} = \frac{(1+0{,}2)^4}{[(1+0{,}2)\cdot(1+0{,}17)\cdot(1+0{,}1)]^4} = 0{,}620$$

Розрахунок економічного ефекту зводимо в таблицю 3.2

Таблиця 3.2 – Розрахунок інтегрального економічного ефекту при впроваджені комплексу

Поточний рік	Капітальні вкладення, K	Поточні витрати, I_t	Всього, $З_t$	Результат у поточному році, P_t	Коефіцієнт приведення, a_t	Приведені результати $at \cdot P_t$	Приведені витрати, $З_t \cdot a_t$	Економічний ефект, E_t	Економічний ефект з наростаючим підсумком, E_t
2026	2000250	-	2000250	-	1	-	2000250	-2000250	-2000250
2027	-	167700	167700	297500	0,909	270427,5	152439,3	117988,2	-359422,76
2028	-	167700	167700	297500	0,826	245735	138520,2	107214,8	-241434,56
2029	-	167700	167700	297500	0,751	223422,5	125942,7	97479,8	-134219,76
2030	-	167700	167700	297500	0,683	203192,5	114539,1	88653,4	-36739,96
2031	-	167700	167700	297500	0,620	184450	103974	80476	51913,44
2032	-	167700	167700	297500	0,564	167790	94582,8	73207,2	132389,44
2033	-	167700	167700	297500	0,513	1295017,5	86030,1	1208987	205596,64
Разом	-	-	-	-	-		995739,58	1594295,42	-

Виходячи з розрахунків економічний ефект з наростаючим підсумком від впровадження на восьмий рік складе 205596,64 грн., отже можемо зробити висновок, що запропонований захід по впровадженню комплексу випробувань має позитивний економічний ефект.

Список використаних джерел

1. Chen Z, Zhai W, Wang K (2019) Vibration feature evolution of locomotive with tooth root crack propagation of gear transmission system. Mech Syst Signal Process 115:29–44

2. Zhang T, Chen Z, Zhai W et al (2019) (2019) Establishment and validation of a locomotive–track coupled spatial dynamics model considering dynamic effect of gear transmissions. Mech Syst Signal Process 119:328–345

3. Natali C, Battarra M, Dalpiaz G et al (2021) A critical review on FE-based methods for mesh stiffness estimation in spur gears. Mech Mach Theory 161:104319

4. Luo H, Bo L, Peng C et al (2020) Fault diagnosis for highspeed train axle-box bearing using simplified shallow information fusion convolutional neural network. Sensors 20(17):4930

5. Hou D, Qi H, Li D et al (2022) High-speed train wheel set bearing fault diagnosis and prognostics: research on acoustic emission detection mechanism. Mech Syst Signal Process 179:109325

6. Chen S, Meng Y, Tang H et al (2020) Robust deep learningbased diagnosis of mixed faults in rotating machinery. IEEE/ ASME Trans Mechatron 25(5):2167–2176

7. Dolenc B, Boˇskoski P, Juričić D (2016) Distributed bearing fault diagnosis based on vibration analysis. Mech Syst Signal Process 66–67:521–532

8. Sohaib M, Kim CH, Kim JM (2017) A hybrid feature model and deep-learning-based bearing fault diagnosis. Sensors 17(12):2876

9. Nembhard AD, Sinha JK, Pinkerton A et al (2013) Fault diagnosis of rotating machines using vibration and bearing temperature measurements. Diagnostyka 14(3):45–51

10. Amarnath M, Sugumaran V, Kumar H (2013) Exploiting sound signals for fault diagnosis of bearings using decision tree. Measurement 46(3):1250–1256

11. Lu S, Wang X, He Q et al (2016) Fault diagnosis of motor bearing with speed fluctuation via angular resampling of transient sound signals. J Sound Vib 385:16–32

12. Hou Y, Wang X, Sun S et al (2023) Measured load spectra of the bearing in high-speed train gearbox under different gear meshing conditions. Railw Eng Sci 31(1):37–51

13. Hou Y, Wang X, Que H et al (2021) Variation in contact load at the most loaded position of the outer raceway of a bearing in high-speed train gearbox. Acta Mech Sin 37(11):1683–1695

14. Shi H, Wang J, Wu P et al (2018) Field measurements of the evolution of wheel wear and vehicle dynamics for high-speed trains. Veh Syst Dyn 56(8):1187–1206

15. Liu Y, Chen Z, Wang K et al (2023) Dynamic characteristics analysis of gear transmission and its support bearings of highspeed train on the curve. Veh Syst Dyn 2(3):623–650

16. Liu Y, Chen Z, Li W et al (2021) Dynamic analysis of traction motor in a locomotive considering surface waviness on races of a motor bearing. Railw Eng Sci 29(4):379–393

17. Liu Y, Chen Z, Zhai W et al (2022) Dynamic investigation of traction motor bearing in a locomotive under excitation from track random geometry irregularity. Int J Rail Transp 10(1):72–94

18. Wang Z, Song Y, Yin Z et al (2019) Random response analysis of axle-box bearing of a high-speed train excited by crosswinds and track irregularities. IEEE Trans Veh Technol 68(11):10607–10617

19. Wu H, Wu P, Li F et al (2019) Fatigue analysis of the gearbox housing in high-speed trains under wheel polygonization using a multibody dynamics algorithm. Eng Fail Anal 100:351–364.

20. Patil S, Ambhore P (2020) Design and analysis herringbone gear use in industry. In: ICRRM 2019–system reliability, quality control, safety, maintenance

and management: applications to civil, mechanical and chemical engineering, Pune, pp 53–59

21. Yang J, Zhu R, Lee HP et al (2023) Experimental and numerical dynamic analysis of marine herringbone planetary gearbox supported by journal bearings. J Sound Vib 545:117426

22. Wang S, Zhu R (2023) Research on dynamics and failure mechanism of herringbone planetary gearbox in wind turbine under gear surface pitting. Eng Fail Anal 146:107130

23. Hou S, Wei J, Zhang A et al (2018) Study of dynamic model of helical/herringbone planetary gear system with friction excitation. J Comput Nonlinear Dyn 13(12):121007

24. Shi H, Zeng J, Guo J (2024) Disturbance observer-based sliding mode control of active vertical suspension for high-speed rail vehicles. Veh Syst Dyn. https://doi.org/10.1080/00423114. 2024.2305296

25. Wu H, Wu P, Guo J et al (2023) Current signal characteristics analysis of transmission system in high-speed train under abnormal vibration conditions. Veh Syst Dyn 61(4):1151–1167

26. Garg VK (2012) Dynamics of railway vehicle systems. Academic Press, Orlando

27. Hou S, Wei J, Zhang A et al (2020) A novel comprehensive method for modeling and analysis of mesh stiffness of helical gear. Appl Sci 10(19):6695

28. Xie C, Hua L, Han X et al (2018) Analytical formulas for gear body-induced tooth deflections of spur gears considering structure coupling effect. Int J Mech Sci 148:174–190

29. Li J, Xu M, Wang S (1999) Finite element analysis of instantaneous mesh stiffness of cylindrical gears (with and without flexible gear body). Commun Numer Methods Eng 15(8):579–587

30. Hedlund J, Lehtovaara A (2008) A parameterized numerical model for the evaluation of gear mesh stiffness variation of a helical gear pair. Proc Inst Mech Eng C J Mech Eng Sci 222(7):1321–1327

31. Harris TA, Kotzalas MN (2006) Rolling bearing analysis—2 volume set. CRC Press, London

32. Zhao H, Liang J, Liu C (2020) High-speed EMUs: characteristics of technological development and trends. Engineering 6(3):234–244

Додаток А

АКТ

перевірки кваліфікаційної роботи магістра на наявність ознак академічного плагіату

Відповідно до даних сервісу Strikeplagiarism.com кваліфікаційна робота магістра на тему: «Розроблення пропозицій з підвищення довговічності тягового редуктору високошвидкісних поїздів ЕКр1 завдяки переходу від косозубих до шевронних передач» автора: Спащенка Івана Валерійовича містить 2,71% запозичень. Ознаки академічного плагіату – відсутні.

Перевірку виконав
ст. викладач кафедри
експлуатації та ремонту
рухомого складу _____ Олександр АНАЦЬКИЙ
(підпис)

10.06.2026 р.