

УДК 656.2.08:629.4.015
№ держреєстрації 0123U101280

Міністерство освіти і науки України
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
(СНУ ім. В. Даля)
вул. Іоанна Павла II, 17, м. Київ, 01042

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Проректор з наукової роботи
СНУ ім. В. Даля


Целищев О.Б.



ЗВІТ
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
за проектом прикладного дослідження:
«Зменшення аварійності рухомого складу залізниць створенням нових
систем оцінки їх технічного стану»
(тема ДН 01-23 , заключний)

Керівник проекту
к.т.н., доц.



Мірошникова М.В.

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник проєкту

Доцент кафедри логістичного
управління та безпеки
руху на транспорті,
к.т.н., доц.



Мірошникова М.В.
(вступ, розд. 1, 2, 3,
висновки)

Співкерівник проєкту

Професор НТУ,
докт. техн. наук, професор



Фомін О.В.
(вступ, розд. 1, 2, 3,
висновки)

Виконавці:

Доцент каф. ЗАТ та ПТМ



Медведєв Є. П.
(розд. 3)

Начальник управління інжинірингу філії
«НДКТІ» АТ «Укрзалізниця»
PhD



Прокопенко П.М.
(розд. 1,2,3)

Аспірант НТУ



Козинка О.С.
(розд. 1, 3)

Аспірант НТУ



Туровець Д.А.
(розд. 2, 3)

Аспірант каф. ЗАТ та ПТМ



Сова С.С.
(розд. 2, 3)

Аспірант НГУ



Лісничний В.С.
(розд. 2, 3)

Аспірант каф. ЗАТ та ПТМ




Литвиненко А.С.
(розд. 2, 3)

Аспірант каф. ЗАТ та ПТМ



Безлуцький В.О.
(розд. 1,2, 3)

Підписи авторів затверджую,
керівник проєкту



Мірошникова М.В.

РЕФЕРАТ

Науковий звіт заключний: 253 с., 41 табл., 178 рис., 109 джерел.

РУХОМИЙ СКЛАД, БЕЗПЕКА РУХУ, ТЕХНІЧНИЙ СТАН, МОНІТОРИНГ, ДІАГНОСТИКА, ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС, ВІБРОАКУСТИЧНІ СИГНАЛИ, ТЕНЗОМЕТРІЯ, АВАРІЙНІСТЬ.

Об'єкт дослідження – процеси виникнення, розвитку та накопичення технічних несправностей вузлів і конструкцій рухомого складу залізниць, що безпосередньо впливають на показники безпеки та якості руху. Предметом дослідження є методи, алгоритми та системи автоматизованої оцінки і прогнозування технічного стану вузлів рухомого складу.

Мета роботи – розробка науково-методичних засад та практичних інструментальних рішень для створення інтелектуальних систем моніторингу, які забезпечують раннє виявлення дефектів та прогнозування залишкового ресурсу критичних вузлів рухомого складу для зниження рівня аварійності.

У роботі використано: комплексний підхід; скінченно-елементний аналіз для моделювання напружено-деформованого стану конструкцій; методи спектрального та вейвлет-аналізу для обробки діагностичних сигналів; теорія ймовірностей та математична статистика для прогнозування ресурсу; методи машинного навчання для класифікації дефектів; натурні експериментальні дослідження з використанням тензометрії та вібродіагностики.

Наукова новизна. Розроблено концептуальну модель інтелектуального моніторингу вузлів рухомого складу на основі аналізу динамічних спектрів вібрації та теплового контролю. Удосконалено математичні моделі деградаційних процесів металоконструкцій (зокрема рам візків та коліс) при циклічних навантаженнях. Запропоновано новий алгоритм ідентифікації прихованих дефектів литих деталей за енергетичними показниками відгуку та параметрами акустичної емісії. Обґрунтовано інтегральний показник надійності для багатокритеріального оцінювання безпеки руху в реальному часі.

Практична цінність. Створено мобільну систему визначення показників безпеки та технічного стану рухомого складу в умовах експлуатації, що включає апаратну частину та спеціалізоване програмне забезпечення. Розроблено методику розрахунку довговічності базових конструкцій, яка дозволяє перейти від регламентного обслуговування до ремонту за фактичним станом. Визначено зони деформаційної чутливості елементів ходових частин, що дозволило підвищити точність безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс з рейками. Впровадження результатів дозволяє суттєво зменшити ризики сходів потягів, скоротити витрати на позапланові ремонти та мінімізувати вплив «людського фактора» під час технічного огляду. Розроблені алгоритми та програмно-апаратні комплекси орієнтовані на використання залізничними операторами, ремонтними депо та проектними організаціями для підвищення експлуатаційної надійності вагонного парку та локомотивів.

ABSTRACT

Scientific report on intermediate results: 253 pages, 41 tables, 178 figures, 109 sources.

ROLLING STOCK, TRAFFIC SAFETY, TECHNICAL CONDITION, MONITORING, DIAGNOSTICS, RESIDUAL LIFE, VIBROACOUSTIC SIGNALS, STRAIN GAUGE MEASUREMENT (TENSOMETRY), ACCIDENT RATE.

Object of Study: The processes of initiation, development, and accumulation of technical faults in the components and structures of railway rolling stock that directly affect safety and traffic quality indicators. The subject of the research is methods, algorithms and systems for automated assessment and prediction of the technical condition of rolling stock units.

Purpose of the Work: To develop scientific and methodological foundations and practical instrumental solutions for creating intelligent monitoring systems that ensure early defect detection and residual life forecasting of critical rolling stock components to reduce accident rates.

Methodology. A comprehensive approach was utilized, including. Finite Element Analysis (FEA) for modeling the stress-strain state of structures; Spectral and Wavelet Analysis methods for processing diagnostic signals; Probability Theory and Mathematical Statistics for resource forecasting; Machine Learning for defect classification; Full-scale experimental studies using strain gauge measurements and vibration diagnostics.

Scientific Novelty. A conceptual model for intelligent monitoring of rolling stock components based on the analysis of dynamic vibration spectra and thermal control has been developed. Mathematical models of degradation processes in metal structures (specifically bogie frames and wheel discs) under cyclic loading have been improved. A new algorithm for identifying hidden defects in cast parts based on energy response indicators and acoustic emission parameters has been proposed. An integral reliability index for multi-criteria, real-time assessment of traffic safety has been substantiated.

Practical Value. A mobile system for determining safety indicators and the technical condition of rolling stock in operational environments has been created, comprising both hardware and specialized software. A durability calculation methodology for base structures has been developed, enabling a transition from scheduled maintenance to condition-based maintenance (CBM). Strain-sensitivity zones of running gear elements were identified, increasing the accuracy of direct measurements of wheel-rail interaction forces. Implementation of these results significantly reduces the risk of train derailments, cuts costs for unscheduled repairs, and minimizes the "human factor" during technical inspections. The developed algorithms and hardware-software complexes are designed for use by railway operators, repair depots, and design organizations to enhance the operational reliability of wagon fleets and locomotives.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
1. РОЗРОБЛЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ПОЛОЖЕНЬ СТВОРЕННЯ СИСТЕМ ТА ЗАСОБІВ ОЦІНОЧНОГО КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ.....	14
1.1 Дослідження аварійних ситуацій та проблематики показників якості руху	14
1.2 Аналіз літературних джерел та підходів з оцінки показників якості та безпеки руху.....	20
1.3 Аналіз існуючих систем для визначення показників якості та безпеки руху	29
1.4 Аналіз існуючих проєктів з покращення показників якості та безпеки руху	36
1.5. Способи і підходи з оцінки показників якості, безпеки руху та технічного стану.....	44
1.5.1 Вимірювання деформацій несучих конструкцій. Загальні відомості.....	44
1.5.2 Вимірювання сил за локальними деформаціями рам візків.....	49
1.6. Сучасний стан і тенденції розвитку безконтактного теплового контролю елементів рухомого складу залізниць.....	51
1.7 Аналіз відмов вузлів рухомого складу залізниць в існуючих системах оцінки їх технічного стану та ремонту.....	59
1.8 Забезпечення безпечної експлуатації рухомого складу залізниць на основі оцінки ресурсу його базових частин.....	66
1.9 Цільова функція системи моніторингу конструкцій рухомого складу залізниць.....	76
Висновки за розділом 1.....	77

2. РОЗРОБЛЕННЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ РІШЕНЬ ЗІ СТВОРЕННЯ СИСТЕМ ТА ЗАСОБІВ ОЦІНОЧНОГО КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ.....	79
2.1 Математичне забезпечення з визначення показників безпеки та технічного стану вантажних вагонів.....	79
2.2 Програмне забезпечення для збору та реєстрації показників безпеки та технічного стану вагонів.....	87
2.3 Дослідження показників які впливають на якість руху вагона.....	93
2.4 Методика розрахунку довговічності та ресурсу базових конструкцій рухомого складу залізниць.....	116
Висновки за розділом 2.....	125
3. РОЗРОБЛЕННЯ РІШЕНЬ ПРАКТИЧНОГО ХАРАКТЕРУ ЗІ СТВОРЕННЯ СИСТЕМ ТА ЗАСОБІВ ОЦІНОЧНОГО КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ	127
3.1 Мобільна система для визначення показників безпеки та технічного стану в умовах експлуатації.....	127
3.2 Апаратна частина та первинні перетворювачі мобільної системи	129
3.3 Програмне забезпечення для збору та реєстрації вимірювань.....	136
3.4 Практичні дослідження показників якості та безпеки руху вантажних вагонів у порожньому стані	142
3.5 Визначення зон деформаційної чутливості диска колеса до силового навантаження.....	156
3.6 Теоретичні дослідження динамічної навантаженості коліс пасажирських вагонів при підвищених швидкостях руху.....	167
3.7 Практичне дослідження способу безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс з рейками.....	189
3.8 Вимоги до системи безпосереднього вимірювання сил взаємодії колісних пар з рейками.....	203

3.9 Мобільна система визначення динамічної навантаженості ходових частин рухомого складу в умовах експлуатації.....	211
3.9.1 Загальні вимоги до програмно-апаратного комплексу.....	211
3.9.2 Підсистема збору вимірювальної інформації.....	212
3.9.3 Система визначення рівня комфортної руху	218
3.9.4 Система визначення плавності руху	225
3.9.5 Система визначення показників безпеки руху.....	228
Висновки за розділом 3.....	231
ВИСНОВКИ.....	234
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	236

ВСТУП

Зростання швидкостей руху та ваги потягів висуває нові вимоги до надійності залізничного транспорту. Сучасний парк рухомого складу [13-15] характеризується значним фізичним зносом, що підвищує ризики аварійності. Існуючі методи технічного обслуговування часто не забезпечують своєчасного виявлення прихованих дефектів. Висока вартість ліквідації наслідків транспортних пригод зумовлює необхідність превентивних заходів.

Впровадження інноваційних систем оцінки технічного стану є стратегічним пріоритетом для розвитку залізничної галузі. Цифровізація діагностичних процесів дозволяє перейти на якісно новий рівень управління безпекою. Глобальні тренди вимагають інтеграції інтелектуальних систем моніторингу в конструкцію вагонів та локомотивів. Зниження людського фактора в процесах огляду техніки є критично важливим для мінімізації помилок.

На сучасному етапі розвитку залізничного транспорту спостерігається невідповідність між методами контролю та складністю сучасної техніки. Багато критичних вузлів рухомого складу залишаються недоступними для візуального огляду під час експлуатації. Традиційні системи діагностики часто мають низьку чутливість до дефектів на початкових стадіях їх розвитку. Відсутність інтегрованих систем моніторингу в режимі онлайн призводить до пропуску небезпечних відмов у дорозі. Проблема ускладнюється динамічним характером навантажень, які провокують швидке зростання втомних тріщин. Існує дефіцит математичних моделей, що здатні адекватно прогнозувати залишковий ресурс у реальному часі. Недостатньо розробленими залишаються алгоритми автоматизованої класифікації дефектів за віброакустичними сигналами. Виникає складність у зборі та обробці великих масивів діагностичної інформації з територіально розподілених об'єктів. Відсутність системного поєднання різних

методів неруйнівного контролю обмежує повноту оцінки технічного стану. Вирішення цих суперечностей вимагає розробки та впровадження нових інтелектуальних систем оцінки стану рухомого складу.

Метою дослідження є розробка наукових засад та практичних інструментів для створення інтелектуальних систем оцінки технічного стану рухомого складу. Робота спрямована на суттєве зменшення аварійності рухомого складу залізниць за рахунок впровадження методів раннього виявлення та прогнозування відмов критичних вузлів. Кінцевим результатом є підвищення рівня безпеки та економічної ефективності експлуатації залізничного транспорту.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні задачі: аналіз причини виникнення аварійних ситуацій на залізничному транспорті; розроблення математичних моделей деградаційних процесів у силових елементах та вузлах тертя рухомого складу; обґрунтування вибору інформативних параметрів для безперервного моніторингу технічного стану; розроблення алгоритмів обробки діагностичних сигналів на основі сучасних методів інтелектуального аналізу даних; проектування архітектури бортових та стаціонарних систем автоматизованого контролю вузлів вагонів; проведення експериментальних досліджень для верифікації розроблених теоретичних положень та моделей; створення методики прогнозування залишкового ресурсу деталей з урахуванням реальних умов експлуатації.

Об'єктом дослідження є процеси виникнення та розвитку технічних несправностей рухомого складу залізниць, що впливають на безпеку руху. Предметом дослідження є методи, алгоритми та системи автоматизованої оцінки і прогнозування технічного стану вузлів рухомого складу. В роботі розглядаються закономірності зміни діагностичних ознак при переході обладнання з працездатного у передвідмовний стан. Досліджуються взаємозв'язки між параметрами вібрації, температури та напружено-деформованим станом елементів конструкцій.

При виконанні дослідження використано комплексний підхід, що поєднує теоретичні та експериментальні методи аналізу. Для моделювання динаміки рухомого складу застосовано методи класичної механіки та скінченно-

елементного аналізу. Прогнозування надійності базується на використанні теорії ймовірностей та математичної статистики. Обробка складних сигналів здійснювалася із застосуванням спектрального аналізу та вейвлет-перетворень. Класифікація станів об'єктів реалізована за допомогою методів машинного навчання. Експериментальні дані отримані з використанням сучасних засобів тензометрії, вібродіагностики та тепловізійного контролю. При розробці програмного забезпечення застосовано принципи об'єктно-орієнтованого програмування та архітектури систем реального часу. Для верифікації результатів використано порівняльний аналіз теоретичних розрахунків з даними натурних випробувань на залізничних магістралях.

Наукова новизна.

Вперше розроблено концептуальну модель інтелектуального моніторингу вузлів тертя рухомого складу на основі аналізу динамічних спектрів вібрації.

Отримано подальший розвиток метод математичного моделювання деградаційних процесів металоконструкцій вагонів під впливом циклічних навантажень.

Встановлено закономірності зміни акустичної емісії матеріалу колісних пар при зародженні втомних мікротріщин. Удосконалено теоретичні положення щодо прогнозування залишку ресурсу буксових вузлів з урахуванням температурних коливань навколишнього середовища.

Запропоновано новий підхід до класифікації дефектів ходових частин за допомогою нейронних мереж глибокого навчання. Обґрунтовано залежність між параметрами електромагнітного поля та глибиною поверхневих пошкоджень рейок і коліс.

Розроблено аналітичну залежність для визначення критичного стану демпфуючих пристроїв у системі підресорювання. Визначено вплив нелінійних коливань кузова на достовірність показників датчиків системи автоматизованого контролю.

Сформульовано принципи адаптивного керування діагностичними процедурами в режимі реального часу. Доведено ефективність використання вейвлет-перетворення для фільтрації шумів у сигналах бортових систем безпеки.

Розширено наукові знання про механізми руйнування зварних з'єднань рами візка при екстремальних динамічних ударах. Створено математичний апарат для оцінки вірогідності безвідмовної роботи локомотива на міжремонтних ділянках.

Отримано нові дані про розподіл напружень у зоні контакту колеса та рейки при зміні профілю поверхні кочення. Запропоновано алгоритм ідентифікації прихованих дефектів литих деталей візків за енергетичними показниками відгуку.

Виявлено закономірності зносу гребенів коліс при проходженні кривих малого радіуса. Обґрунтовано перехід до багатокритеріального оцінювання безпеки руху через інтегральний показник надійності. Отримано математичне підтвердження гіпотези про накопичення пошкоджень у рамах візків при резонансних явищах.

Запропоновано систему індикаторів для раннього виявлення заклинювання колісних пар.

Практична цінність.

Результати дослідження дозволяють впровадити системи безперервного моніторингу стану буксових вузлів, що мінімізує ризик заклинювання підшипників.

Розроблені алгоритми автоматизованого контролю забезпечують виявлення дефектів литих деталей на ранніх стадіях експлуатації.

Впровадження нових систем оцінки дозволяє скоротити час простою вагонів у позаплановому ремонті. Створена методика прогнозування ресурсу дає змогу перейти від регламентного обслуговування до ремонту за фактичним станом.

Використання портативних лазерних сканерів дозволяє оперативно перевіряти геометрію візків у депо. Розроблені програмні модулі інтегруються в існуючі автоматизовані системи керування залізничним транспортом.

Економічний ефект від зменшення кількості сходів потягів складає мільйони гривень щорічно.

Впровадження бортових систем діагностики дозволяє машиністу отримувати інформацію про стан вагонів у режимі онлайн. Зменшення навантаження на ремонтну базу досягається через точне визначення обсягу необхідних робіт.

Автоматизація збору даних виключає помилки, пов'язані з людським фактором при огляді складу. Система раннього попередження дозволяє диспетчерському апарату приймати обґрунтовані рішення про обмеження швидкості.

Використання бездротових технологій передачі даних спрощує монтаж обладнання на існуючий рухомий склад.

Створені математичні моделі дозволяють проводити віртуальні випробування нових конструкцій рухомого складу.

Зниження динамічних сил у контакті колесо-рейка зменшує витрати на утримання колії.

Практичні рекомендації щодо посилення зварних швів підвищують живучість рам візків.

Створена база даних відмов є основою для побудови систем підтримки прийняття рішень.

Зменшення екологічних ризиків досягається за рахунок запобігання аваріям з небезпечними вантажами.

Результати роботи можуть бути використані проектними організаціями при створенні нових типів вагонів. Встановлені норми допустимого зносу дозволяють безпечно експлуатувати деталі до повного вичерпання ресурсу.

Створені методики оцінки залишкової міцності допомагають подовжити термін експлуатації старого парку. Практичне використання результатів сприяє гармонізації стандартів безпеки з міжнародними вимогами.

Створена система індикаторів дозволяє проводити експрес-діагностику під час коротких стоянок.

РОЗДІЛ 1

РОЗГЛЯД ТА АНАЛІЗ АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЙ НА ЗАЛІЗНИЦЯХ ТА ПРИЧИНИ ЇХ ВИНИКНЕННЯ

1.1 Дослідження аварійних ситуацій та проблематики показників якості руху

Задекларована інтеграція залізничного транспорту України в транспортну мережу Європейського Союзу вимагає негайного вирішення питань щодо здійснення ефективних та безпечних перевезень, а також інтермодальності й оперативної сумісності транспортних систем.

Успішність робіт у цьому напрямку суттєво залежить від завершеності процесів гармонізації та імплементації діючих стандартів, що має спонукати до застосування новітніх підходів до оцінки відповідності транспортних засобів технічним вимогам світового рівня.

Порівнюючи нормативні вимоги щодо динамічних показників [37, 38] та силової дії на колію екіпажних частин рухомого складу на залізницях колії 1520 мм, з одного боку, та відповідних європейських нормативних документів, з другого, можна констатувати значне розходження у підходах як до розрахункових випадків, так і до процедур експериментальної оцінки ходових властивостей рухомого складу.

Суттєвим недоліком роботи залізничного транспорту України є обмеження швидкості руху поїздів з окремими вантажними вагонами в порожньому стані, які обладнані візками моделі 18-100.

Забезпечення та підтримання безпечних перевезень на залізницях це одне з найвагоміших вимог до безпечної роботи залізниці. З числа катастроф і аварій які відбуваються на залізницях найбільшою небезпекою є схід рухомого складу з рейок, бо це призводить до значних фінансових втрат та тяжких наслідків.

У числі причин сходів коліс вагонів з рейок є [1-5, 14-19]: несправностями ходових частин вагонів (злам бічних рам і надресорних балок візків, несправності роликів підшипників буксового вузла), знос елементів фрикційних гасителів коливань, неприпустимі відхилення розмірів елементів візка та залізничної колії та особливості конструкції вагонів після ремонтів та модернізацій.

Крім того небезпеку сходу з рейок, особливо при високих швидкостях руху, може викликати причини, не пов'язані з несправностями вагона, а є особливістю його конструкції. Так, наприклад, особливістю вагонів на візках 18-100 являється низька критична швидкість [38-41, 20-24] з точки зору стійкості руху, при досягненні якої з'являються незатухаючі коливання колісних пар в межах рейкової колії, що призводить до появи додаткових сил взаємодії вагона на колії.

Основними причинами сходів вантажних вагонів зі зменшеною тарою з колії пов'язані з несправностями рухомого складу, недотримання норм утримання колії, негативна динаміка руху поїзда, а також умови їх експлуатації. Описані несправності, пов'язані з руйнуванням елементів ходової частини, призводять до сходів вагонів з рейок. Основними причинами сходів вантажних вагонів зі зменшеною тарою являються несправності рухомого складу, відхиленнями від допустимих показників утримання колії, незадовільні показники динаміки поїзда та умови їх експлуатації. Описані несправності, також пов'язані з руйнуванням елементів ходової частини, що безпосередньо викликає можливість сходу вагонів з рейок. Важливим чинником є деградаційні зміни тари вагона [26-32] більше ніж на 10% від назначеної заводом виробником.. Описані несправності, зокрема, зв'язані з пошкодженням ходової частини, безпосередньо призводять до сходів вагонів. Однак, деякі з них прямо не викликають схід, але є причинами розвитку динамічних процесів, які викликають підвищену силову взаємодію рухомого складу. З числа вагонів, в яких наявна тенденція до сходу з рейок – вагони-хопери для цементу зі знятою кришею та порожні вагони-платформи. Результат проведеного аналізу причин та обставин сходження порожніх вагонів з рейок встановлено, що частими

наслідками сходження є серйозні пошкодження залізничної колії, рухомого складу та інших елементів інфраструктури залізниці, зменшення швидкості та порушення графіку перевезень, що всовую чергу тягне за собою значні фінансові втрати.

Аналіз інформації щодо експлуатації та сходів порожніх вагонів з рейок.

Статистичні дані щодо сходів вантажних вагонів в порожньому стані на ділянках залізниць України показують, що найбільше сходів за останні роки відбулося з вантажними вагонами зі зменшеною тарою: універсальними платформами моделі 13-4012 та вагони-хопери для цементу зі знятою кришею моделі 19-758-01. За період з 2011 по 2023 року було більше 40 випадків сходу вагонів з рейок :

- 23.08.2017р. на перегоні Кривин – Славута регіональної філії (далі –РФ) Південно-Західна залізниця вагон-хопер моделі 19-758-01, швидкість 67 км/год, 19 з 21 вагонів (у ховості);

- 21.08.2011 на перегоні Кролевець – Алтинівка РФ Південно-Західна залізниця вагон-платформа моделі 13-4012М, швидкість 67 км/год, 48 з 53 вагонів (у ховості);

- 27.08.2012 на перегоні Заворичі – Бобрик РФ Південно-Західна залізниця вагон-платформа моделі 13-4012М, швидкість 69 км/год, 49 з 57 вагонів (у ховості);

- 25.07.2013 на перегоні Письменка – Ульянівка РФ Південна залізниця вагон-платформа моделі 13-4012, швидкість 62 км/год, 48 з 54 вагонів (у ховості);

- 26.07.2016 на перегоні Плиски – Крути РФ Південно-Західна залізниця вагон-платформа моделі 13-401-17, швидкість 77 км/год, 47 з 61 вагонів (у ховості);

- 06.08.2016 на перегоні Брівки – Попільня РФ Південно-Західна залізниця вагон-платформа моделі 13-401-17, швидкість 68 км/год, 52 з 66 вагонів (у ховості);

- 03.05.2018р. на перегоні Брівки – Попільня РФ Південно-Західна залізниця вагон-платформа моделі 13-4012, швидкість 68 км/год, 6 з 53 вагонів (у голові).
На ділянці Козятин-Фастів, перегін Брівки-Попільня, 964 км ПК4–ПК2 (за актом

03.05.2018 р. ст. Фастів-2 964 км ПК7) 03.05.2018 р. в поїзді №1442 мала зйдення четверта колісна пара вагона-платформи (№44908200) моделі 13-4012, в складі поїзда ця платформа слідувала шостою. За службовими матеріалами стосовно цієї події вказано, що до складу поїзда №1442 входили локомотив ВЛ80т (в голові поїзда) і 53 вагона-платформи моделі 13-4012. Загальна маса поїзда становила 1114 тон, всі вагони перебували в порожньому стані. Режим ведіння поїзда перед подією зазначений як вибіг зі швидкістю (зі слів заступника начальника депо Козятин) рівною 60 км/год. За іншою інформацією швидкість поїзда в місці події становила 68 км/год і режим ведення поїзда – тяга за позицією 17. Ознаки пошкоджень мала четверта колісна пара вагона.

За період з 2017 р. по 2021р. допущено більше 10 транспортних подій через сходження з рейок вагонів переобладнаних з цементовозів для сипучих вантажів (модель 19-758-01).

Наслідками цих сходів були серйозні пошкодження рухомого складу, залізничної колії та інших елементів інфраструктури залізниці, зниження швидкості та порушення графіку руху поїздів. Всі випадки сходу вагонів були у порожньому стані та зі швидкістю більше 60 км/год.

Також в теперішній час актуальним залишається завдання підвищення швидкостей пасажирського рухомого складу, яке вимагає нових підходів до оцінки показників безпеки руху поїздів та плавності ходу вагонів. Умови стійкості в рейковій колії одиниць рухомого складу визначаються співвідношенням сил, що діють в контактах коліс з рейками. Визначення цих сил – надзвичайно складна задача, так як зона контакту постійно переміщується поверхнями кочення коліс і рейок. Крім того, для оцінки стійкості колеса від вкочування на рейку необхідно постійно обчислювати відношення горизонтальних і вертикальних контактних сил впродовж певного проміжку часу, бо навіть поодинокі випадки перевищення допустимих значень цього відношення можуть стати причиною порушення умов безпеки руху.

На рисунках 1.1 – 1.4 наведені наслідки сходів вантажних вагонів.



Рисунок 1.1 – Приклад аварійної ситуації



Рисунок 1.2 – Приклад аварійної ситуації



Рисунок 1.3 – Приклад аварійної ситуації



Рисунок 1.4 – Приклад аварійної ситуації

1.2 Аналіз літературних джерел та підходів з оцінки показників якості та безпеки руху

Для оцінки показників якості, безпеки руху вагонів, локомотивів та інших типів рейкового рухомого складу відзначається різноманітність підходів до оцінки умов безпеки та вирішенню зазначеної проблеми.

Так, проблема забезпечення стійкості екіпажів на колії має багаторічну історію. Ще в 1882 році інженер Поше вивів формулу, яка визначає співвідношення між бічним тиском гребеня колива і навантаженням його на рейку, при якому можливе сходження колеса з рейки. Пізніше Мар'є зазначив, що ця формула стала поштовхом для побудови теорії сходу колеса з рейок.

В 1908 році, М. Надалем був запропонований спосіб визначення співвідношення діючих на колесо сил, при якому запобігає його сходу від сповзання на рейку. Вихідним положенням колеса при цьому вважається таке, при якому його поверхня катання піднялася над голівкою рейки, і колесо контактує з рейкою тільки в точці, розташованій на конічній частині гребеня. Прийнято, що безпека від сходу буде забезпечена, якщо співвідношення прикладених до колеса сил — горизонтальної поперечної Y і вертикальної Q (при дії граничної сили сухого тертя $T=\mu N$) буде такою, що гребінь відносно рейки ковзатиме вниз (рис. 1.1), μ - коефіцієнт тертя.

$N = Q\cos\beta + Y\sin\beta$ — нормальна реакція рейки в точці контакту.

Автор виходить з того, що сили Y , Q і Q' прикладені не в точках контакту коліс з рейками, як вважав Мар'є при виведенні своєї формули, а на бортик шийки осі (сила Y) і до шийок осі аналізованої колісної пари (сили Q і Q'), тобто автор рекомендує користуватися схемою, яка на його думку враховує дію всіх сил і пар, які впливають на умови сходу коліс з рейок (рис. 1.5).

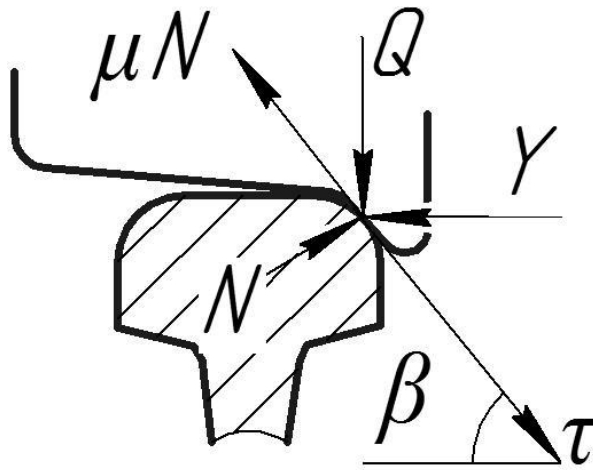


Рисунок 1.5 – Сили діючі в точці контакту при ковзанні гребня вниз відносно головки рейки

О.У. Галеев показує своєю новою формулою, що «критичне» або максимально допустиме значення співвідношення поперечної сили до вертикального навантаження, яке приходить на шийку осі колісної пари з сторони набігаючого колеса – величина змінна, яка залежить від співвідношення вертикальних навантажень, які приходять на шийку осі колісних пар

$$\frac{F}{P_1} \leq \frac{P_2}{P_1} \cdot k_1 - k_2, \quad (1.1)$$

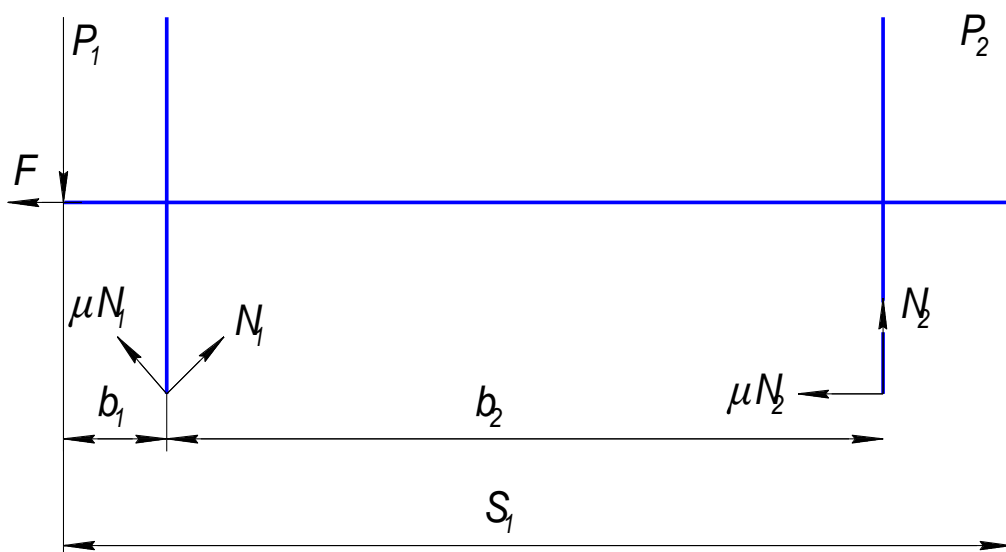


Рисунок 1.6 – Схема сил, прикладених до колісної пари

Формула (1.2) визначає критичну величину співвідношення поперечної сили до вертикальної при даному розподіленні вертикального навантаження на вісь однієї колісної пари.

Як зазначає у своїй роботі К. Н. Міщенко питання про взаємодію сил, що розвиваються між рейкою і колесом, що набігає на нього, трактується різними авторами по-різному. Зрештою, ми маємо ряд формул, що оцінюють можливість сповзання та сходу колеса, співвідношенням найбільшого поперечного тиску колеса на рейку (напрямне зусилля) та вертикального тиску колеса на рейку.

Подальший розвиток теорії безпеки від сходу колеса з рейки в основному пов'язаний з розглядом стану граничної рівноваги колісної пари.

У роботах, виконаних під керівництвом професора М. Ф. Веріго, запропоновано метод оцінки стійкості руху проти сходу колеса з рейок за уточненою формулою, яка визначає критичну величину співвідношення горизонтальної рамної сили та вертикальної сили при даному розподілі вертикальних навантажень на осі однієї і тієї ж колісної пари.

Наведена в цих роботах уточнена умова знайшла широке застосування в експериментальних роботах з визначення гранично допустимих швидкостей руху нових та модернізованих одиниць рухомого складу.

Тут було розглянуто умову, що забезпечує безперервне ковзання гребеня колісної пари по бічній поверхні головки рейки, є умова, що забезпечує недопущення сповзання колеса на рейку.

$$\frac{Y_p}{P_1} \leq \frac{P_2}{P_1} \cdot k_1 - k_2 + k_3 \cdot \frac{K}{P_1}, \quad (1.2)$$

де Y_p – рамне зусилля;

P_1, P_2 – сили, які передаються колісній парі надресорними частинами, прикладені до середини шийок осі.

K – половина ваги колісної пари;

I_1, I_2 – вертикальні сили інерції колісної пари, викликані її рухом по нерівностям колії або нерівностям самої колісної пари (рис. 1.3)

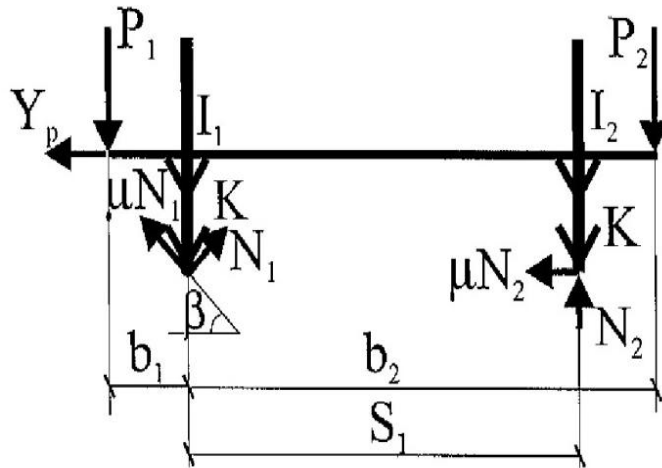


Рисунок 1.7 – Схема сил, прикладених до колісної пари (по роботі [4])

Запропоновано один із можливих способів автоматизації обробки дослідних даних при визначенні коефіцієнта запасу стійкості проти сходу з колії колісної пари. При цьому передбачається, що зміна в часі коефіцієнта запасу стійкості це стаціонарна та випадкова ергодична функція. Автори наводять достатню умову безпеки руху з точки зору набігання колеса на головку рейки. Для цього вони розглядають траєкторію руху $y(t)$ колеса протягом часу набігання t гребеня на рейку. З співставлення траєкторії руху колеса з максимально допустимим значенням зміщення в поперечному напрямку, як якого прийнята горизонтальна проекція утворює конусну частину гребеня $b_{\text{доп}}$, отримано достатню умову безпеки руху $y(t) \leq b_{\text{доп}}$ при всіх значеннях часу t .

Проблемі сходу колеса з рейки присвячені роботи В. Ф. Кондратьєва, в яких пропонується вихідну систему сил, що діють на колісне пару, привести до більш простої, еквівалентної системи. Для цього достатньо привести систему заданих сил до центру ваги колісної пари та розглянути головний вектор та головний момент цих сил. Тут автор розрізняє колісні пари за режимом руху та досліджує вплив цього фактора на процес сходу.

Комбінований критерій з метою оцінки небезпеки сходу рухомого складу шляхом вкочування колеса на головку рейки пропонується. Тут замість коефіцієнта тертя пропонується використовувати відношення поперечної

складової сили крипа до нормальної реакції у точці контакту. Автори пропонують використовувати безпосередньо величини підйому колеса над головою рейки для оцінки небезпеки сходу, починаючи від положення, при якому гребеневий контакт вперше виявляється в точці, де кут нахилу утворює профілю гребеня максимальний. Однак такий підхід оцінки безпеки може успішно застосовуватись при відповідному технічному оснащенні вимірювальних комплексів.

В подальшому формулюється енергетичне трактування вкочування колеса на головку рейки. Це можливо тоді, коли кінетична енергія руху, що припадає на колісну пару, що набігає на рейку, перевершує ту роботу сил, що виникають в контакті поверхонь гребеня і колеса, яку вони здійснюють при підйомі на висоту гребеня. На думку авторів, запропонована схема оцінки запасу стійкості враховує вплив основних факторів, що спричиняють виникнення аварійного стану.

Далі вчені розробили уточнений метод визначення небезпеки сходу, де на кожному кроці інтегрування в процесі комп'ютерного моделювання руху рухомого складу процедура порівняльної оцінки значень трьох коефіцієнтів запасу стійкості, що розраховуються за формулою Мар'є з урахуванням розвантаження $K_{уст_Мар'є}$, по тиску в точках контакту $K_{уст_д}$ і за енергетичним співвідношенням $K_{уст_ен}$ вибирається мінімальне значення коефіцієнта стійкості, фіксується його значення і виводиться на графік як підсумкове значення у вигляді комбінованого коефіцієнту стійкості.

Вимоги щодо рівня сил взаємодії коліс і рейок введено з метою обмеження ризиків пошкодження верхньої будови колії або швидкого погіршення її параметрів. До цих параметрів зокрема відносяться: жорсткість колії, рівень нерівностей, тощо. Незначне перевищення допустимих значень сил взаємодії не означає неминучої загрози безпеці руху транспортного засобу. Проте така небезпека може виникнути за короткий проміжок часу, особливо на ділянках з підвищеними швидкостями руху поїздів.

Крім зазначеного обмеження на відношення Y/Q за умов стійкості коліс від вкочування на голівки рейок, на залізницях європейських країн для оцінки умов

безпеки руху локомотивів і вагонів використовуються критерії бокової дії рухомого складу на колію. Так, обмежується величина бокових сил з тим, щоб звести до мінімуму ризик зсуву рейко-шпальної решітки. Граничне значення [6-12, 28, 29] суми бічних сил ΣY_{\max} в кН визначається залежно від осьового навантаження P_0 за виразом:

$$\Sigma Y_{\max, \lim} = k_1 (10 + P_0/3), \quad (1.3)$$

де коефіцієнт $k_1 = 1,0$ – для тягового рухомого складу й пасажирських вагонів і $k_1 = 0,85$ – для вантажних вагонів.

На максимальні значення горизонтальних поперечних сил H , які діють у первинному ступені ресорного підвішування на колісну пару, накладаються такі обмеження:

$$H_{\max, \lim} = k_2 (10 + P_0/3), \quad (1.4)$$

де величина коефіцієнта k_2 становить: 0,90 – для тягового рухомого складу і пасажирських вагонів; 0,75 – для порожніх вантажних вагонів; 0,85 – для завантажених вагонів.

З точки зору навантаження на колію граничні значення показників силової дії становлять:

- квазістатична напрямна сила $Y_{qst} - Y_{qst, \lim} = 60$ кН;
- квазістатична сила, що діє на колесо, $Q_{qst} - Q_{qst} = 145$ кН;
- максимальна сила, що діє на колесо, $Q_{\max} - Q_{\max, \lim} = (90 + Q_0)$ кН.

В таблиці 1.1 наведено значення $Q_{\max, \lim}$ у залежності від максимально дозваної швидкості, на яку розраховано екіпаж.

З огляду на умови втоми колії колісне вертикальне навантаження Q не повинно перевищувати 170 кН. Квазістатичні бокова та вертикальна сили (Y_{qst} , Q_{qst}), які діють на колію в кривих, обмежуються такими значеннями: $Y_{qst} \leq 60$ кН; $Q_{qst} \leq 145$ кН.

Таблиця 1.1– Значення максимальних колісних навантажень

Конструкційні швидкості	$Q_{\max, \lim}$
$V_{adm} \leq 160$ км/год	≤ 200 кН
160 км/год $< V_{adm} \leq 200$ км/год	≤ 190 кН
200 км/год $< V_{adm} \leq 250$ км/год	≤ 180 кН
250 км/год $< V_{adm} \leq 300$ км/год	≤ 170 кН
$V_{adm} > 300$ км/год	≤ 160 кН

На відміну від критеріїв безпеки руху рейкових екіпажів, що застосовуються у світовій практиці, чинними нормативними документами, за якими проводяться натурні випробування рухомого складу колії 1520 мм, передбачається визначення розрахункових і вимірюваних показників безпеки руху за співвідношенням сил, які діють з боку рамних конструкцій ходових частин на колісні пари, так звані «рамні сили». Тобто, за суттю не визначаються сили Y і Q безпосередньої взаємодії коліс і рейок, від співвідношення яких власне залежить стійкість колісної пари в рейковій колії.

За нормативними вимогами, які діють переважно на залізницях колії 1520 мм, умови безпеки руху вагонів, локомотивів та моторвагонного рухомого складу визначаються, перш за все, за коефіцієнтом запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок – k_{cc} . Крім того, для вагонів передбачено також перевірку на стійкість від перекидання під дією бічних сил при русі в криволінійних ділянках колії за коефіцієнтом запасу поперечної стійкості – $k_{сп}$.

За коефіцієнтом запасу стійкості вагонної колісної пари k_{cc} оцінюється стійкість колісної пари від сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки. Для передбачення ситуацій, за яких виникає загроза сходу колісних пар з рейок, здійснюється перевірка їхньої стійкості у рейковій колії за значеннями коефіцієнта k_{cc} . Обчислення значень k_{cc} виконується для несприятливих сполучень горизонтальних і вертикальних сил, які діють на колісні пари під час руху, за формулою:

$$k_{cc} = \frac{tg \beta - f_{TP}}{1 + f_{TP} \cdot tg \beta} \cdot \frac{P_g}{P_o} \geq [k_{cc}], \quad (1.5)$$

де β - кут нахилу до горизонту твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса;
 f_{TP} - коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють; P_g -
 вертикальна складова сил, що діють від коліс на рейки; P_o - горизонтальна
 складова сил взаємодії колеса з рейкою, яка діє одночасно з силою P_g .

У формулі (1.4) відношення вертикальної і горизонтальної складових сил,
 що діють від коліс на рейки, визначається наступним чином:

$$\frac{P_g}{P_o} = \frac{P_{шв} \left[\frac{2(b-a_2)}{l} - k_{\partial\partial}^* \frac{(2b-a_2)}{l} + k_{\partial\partial}^{**} \frac{a_2}{l} \right] + q \frac{b-a_2}{l} + \frac{r}{l} H_p}{f_{TP} P_{шв} \left[\frac{2(b-a_1)}{l} + k_{\partial\partial}^* \frac{a_1}{l} - k_{\partial\partial}^{**} \frac{(2b-a_1)}{l} \right] + f_{TP} q \frac{b-a_1}{l} + \left(1 - \frac{r}{l} f_{TP} \right) H_p}, \quad (1.6)$$

де $P_{шв}$ - статичне навантаження на шийку осі; H_p – горизонтальна поперечна сила,
 що діє на колісну пару з боку рами візка (рамна сила); q - вага невідвіснених
 частин; $2b$ - відстань між серединами шийок осі колісної пари; a_1, a_2 - проєкції на
 вісь відстаней від точок контакту з рейками відповідно набігаючого і
 ненабігаючого коліс до середин шийок; r - радіус кола кочення
 середньоозношеного колеса; l - середня відстань між точками контакту коліс з
 рейками; $k_{\partial\partial}^*$ і $k_{\partial\partial}^{**}$ - коефіцієнти вертикальної динаміки для набігаючого і
 ненабігаючого коліс.

Гранично допустимі значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари
 від сходу з рейок $[k_{cc}]$ приймаються рівними:

- для пасажирських вагонів $[k_{cc}] = 1,6$;
- для ізотермічних вагонів $[k_{cc}] = 1,4$;
- для вантажних вагонів $[k_{cc}] = 1,3$.

Стійкість вагонів від перекидання оцінюється при їхньому русі криволінійними ділянками колії. При цьому аналізуються два розрахункові випадки перекидання вагонів: назвні або всередину кривої. У першому випадку розглядають рух вагона у складі поїзда з максимально припустимою швидкістю для кривої з заданими радіусом і підвищенням зовнішньої рейки. При цьому враховуються відцентрові та вітрові навантаження, спрямовані назвні кривої, а також поперечні складові поздовжніх квазістатичних стискальних сил. У другому випадку розглядають рух вагона в режимі тяги поїзда з малою швидкістю. При цьому враховуються вітрові навантаження, спрямовані всередину кривої, а також поперечні складові квазістатичних розтягальних сил у поїзді.

Коефіцієнт k_{cn} визначається за формулою:

$$k_{cn} = \frac{P_{cn}}{P_{дин}} \geq [k_{cn}], \quad (1.7)$$

де P_{cn} - вертикальна статична сила тиску колеса на рейку з урахуванням розвантаження при дії вертикальних складових поздовжніх сил, які діють на вагон через автозчеп; $P_{дин}$ - динамічна вертикальна сила тиску колеса на рейку, що викликається дією поперечних сил з урахуванням переміщень центрів мас кузова та візків.

Допустимі значення коефіцієнта запасу поперечної стійкості вагонів від перекидання $[k_{cn}]$ при перевірці можливості перекидання назвні кривої приймаються рівними:

- для пасажирських та ізотермічних вагонів $[k_{cn}] = 1,5$;
- для вантажних вагонів $[k_{cn}] = 1,3$.

При перевірці можливості перекидання вагонів всередину кривої значення $[k_{cn}]$ становлять:

- для пасажирських та ізотермічних вагонів $[k_{cn}] = 1,3$;
- для вантажних вагонів $[k_{cn}] = 1,2$.

1.3 Аналіз існуючих систем для визначення показників якості та безпеки руху

В арсеналі вимірювальних засобів, які нині використовуються при випробуваннях рухомого складу для допуску до експлуатації на залізницях, не існує штатних систем придатних для визначення сил безпосередньо в контактні коліс з рейками. Замість цього реакції рейкового екіпажу у вигляді механічних напружень вимірюються [6-12, 28, 29, 62-67] в конструкціях, на які впливають сили взаємодії коліс і рейок.

Існують два способи вимірювань сил взаємодії коліс і рейок:

- 1 – через деформації елементів верхньої будови колії;
- 2 – через деформації елементів ходових частин.

Перший спосіб використовується переважно при випробуваннях щодо дії рухомого складу на колію і полягає у обладнанні вимірювальними пристроями певної ділянки рейкової колії. Тобто вимірювання проводяться на обмеженому відрізку колії. Сьогодні досить поширеними є стаціонарні пристрої, за допомогою яких здійснюється контроль технічного стану рухомого складу в поїздах, що проходять вимірювальними ділянками колії. Локалізація стаціонарних засобів вимірювання силової дії на колію в певному сенсі корисна з точки зору виявлення дефектів на поверхнях кочення коліс з метою їхньої оцінки і прийняття рішень відносно вилучення за необхідності вагонів з поїздів для ремонту.

Чинними методиками [6-12, 28, 29, 77-90] натурних випробувань рухомого складу на залізницях колії 1520 мм передбачається визначення показників безпеки руху, а саме коефіцієнтів запасу стійкості колісних пар проти сходу з рейок, за силами, що діють з боку рамних конструкцій ходових частин на колісні пари, тобто за рамними силами. Далі за відповідним перерахунком здійснюється спроба оцінити співвідношення сил, що діють в контактах коліс і рейок.

Крім того, що рамні сили не дають безпосередньої картини силової взаємодії коліс з рейками, при проведенні ходових випробувань рухомого складу використовуються схеми, достовірність даних, отримуваних за їхньою допомогою, піддається сумніву. З цього випливає необхідність у науковому обґрунтуванні технічних пропозицій щодо безпосередніх вимірювань сил взаємодії коліс і рейок для визначення дійсного запасу стійкості колісних пар від сходу з рейок. Це дозволить підвищити рівень безпеки руху поїздів та збільшить ефективність прогнозованих оцінок щодо динамічних показників рухомого складу, що загалом поліпшить умови для попередження транспортних подій, пов'язаних зі сходами колісних пар з рейок.

Сучасні підходи до оцінки умов безпеки руху, засновані на безпосередньому визначенні сил взаємодії коліс і рейок, не мають альтернатив, коли йдеться про впровадження швидкісних пасажирських перевезень. При цьому доцільно скористатись досвідом, накопиченим залізницями світу при запровадженні швидкісного і високошвидкісного руху. Цей досвід свідчить про те, що кардинальним вирішенням проблеми визначення фактичного запасу стійкості колісних пар в рейковій колії є безпосереднє вимірювання сил взаємодії коліс і рейок.

Експериментальні дослідження умов безпеки руху на залізницях ЄС швидкісного рухомого складу базуються на застосуванні вимірювальних колісних пар, тобто колісних пар, обладнаних пристроями для безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок. За цим способом сили взаємодії колеса з рейкою вимірюються за допомогою тензометрів, встановлених на елементах колісної пари і об'єднаних у відповідні тензометричні мости.

Використання вимірювальних колісних пар дає ряд переваг. Такий інструментарій забезпечує пряме вимірювання миттєвих значень контактних сил в системі колесо-рейка. Безпосереднє вимірювання протиставляється непрямому або приблизному, що передбачає визначення сил взаємодії коліс з рейками через деформації несучих конструкцій ходових частин.

З методів експериментального визначення сил взаємодії колесо-рейка у теперішній час широкого розповсюдження набуває метод, заснований на

вимірюваннях деформацій дисків коліс. В межах цього методу існує ряд різних проектів. Основний принцип – це вимірювання напружень у визначених місцях на дисках коліс.

Передові позиції в галузі технологій так званих інструментованих колісних пар займає шведська фірма Interfleet Technology . Нині на основі 50-тирічного досвіду в Interfleet Technology розроблено проекти обладнання вимірюваних колісних пар IWT (Instrumented Wheelset Technology), серед яких система IWT3, призначена для широкого використання з можливостями вимірювання сил з високочастотними складовими (рис. 1.8).

Нова система IWT4 принципово відрізняється від попередніх проектів, використовуючи радіотелеметрію і нове програмне забезпечення. Ця система пропонує вирішення з використанням існуючих колісних пар без будь-яких втручань в конструкцію, як, наприклад, свердління або інша механічна обробка (рис. 1.9).

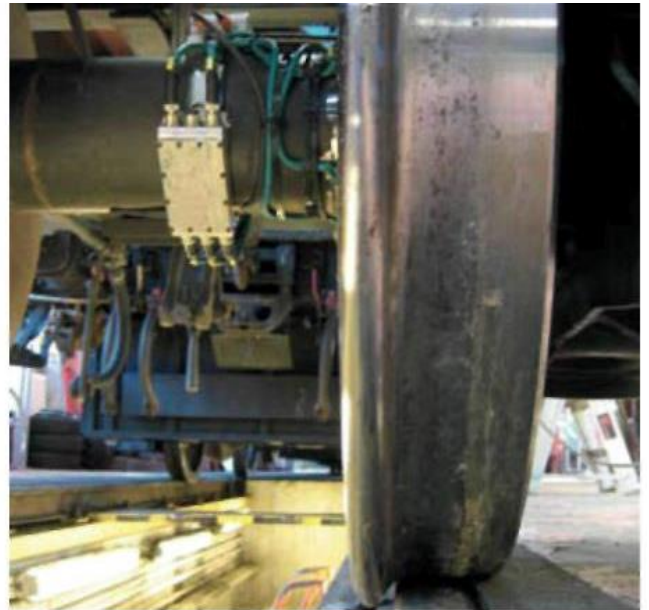
За технології IWT4 вимірювання сил взаємодії коліс і рейок проводиться з використанням способу безпроводної передачі показань від тензometrів, встановлених на колісних парах, до оброблювальної системи в поїзді. На рисунку 1.8 представлена демонстраційна експозиція обладнання IWT4 (рис. 1.9а) і приклад його застосування на натурних випробуваннях рухомого складу (рис. 1.9б).



Рисунок 1.8 – Колісна пара системи IWT3



а



б

Рисунок 1.9 – Колеса з обладнанням IWT4

В системі IWT4 сигнали відцифровуються на колесі з використанням спеціально розробленого аналого-цифрового перетворювача. Це мінімізує довжину кабелів, що несуть аналогові сигнали, зменшуючи тим самим ризик

електромагнітного інтерференційного погіршення якості сигналу. Процесор аналого-цифрового перетворювача, змонтований на колісній парі, забезпечує протиперешкодне фільтрування, переквантування в часі і перетворення даних, після чого цифрові сигнали передаються за допомогою радіотелеметрії. Це, у свою чергу, усуває необхідність використовувати струмознімальні або інші пристрої. Бортовий радіоприймач отримує сигнали, які потім обробляються в реальному часі, використовуючи сило-розраховуюче програмне забезпечення.

Як частина процесу розробки, система перевірялась IWT4 на пасажирських і вантажних екіпажах, з використанням як типових, так і укорочених осей, на приводних и не приводних колісних парах, і при швидкостях вищих за 250 км/год. Система також піддавалася випробуванням на перешкодостійкість, температурним випробуванням в кліматичній камері, випробуванням на удар і вібрацію. Проведені випробування підтвердили відповідність вимогам Європейських директив.

Також передовою системою є прилади фірми KMT Kraus Messtechnik GmbH (Німеччина), зокрема модель MPT-NT. Виходячи з того, що вимірювання проводяться на елементі, який обертається, використовується бездротова передача даних від тензорезисторів, розташованих на дисках коліс, до приймального блоку обладнання. Кожний модуль датчика оснащений перетворювачем сигналу, фільтрами захисту від накладення спектрів, АЦП конвертером і цифровим виходом. Може використовуватися до 32 модулів, контроль яких здійснюється декодером. Така структура дозволяє встановлювати модулі збору даних близько до датчиків для забезпечення невеликої відстані для ліній аналогових датчиків, що дозволяє уникнути небажаного впливу перешкод. Для нечутливих до перешкод цифрових виходів відстань до модуля кодера може становити до 5 м. Вихід кодера представлений у вигляді потоку двійкових сигналів ІКМ, що може бути модульований для передавального блоку.

Різні типи височастотних передавачів дозволяють використовувати систему для широкого діапазону вимірів. Система може використовуватися на різних відстанях при різній швидкості передачі (40, 320, 640, 1280 або 2560

кбїт/с). Наглядно схема вимірювальної системи представлена на рисунку 1.10 та 1.11.

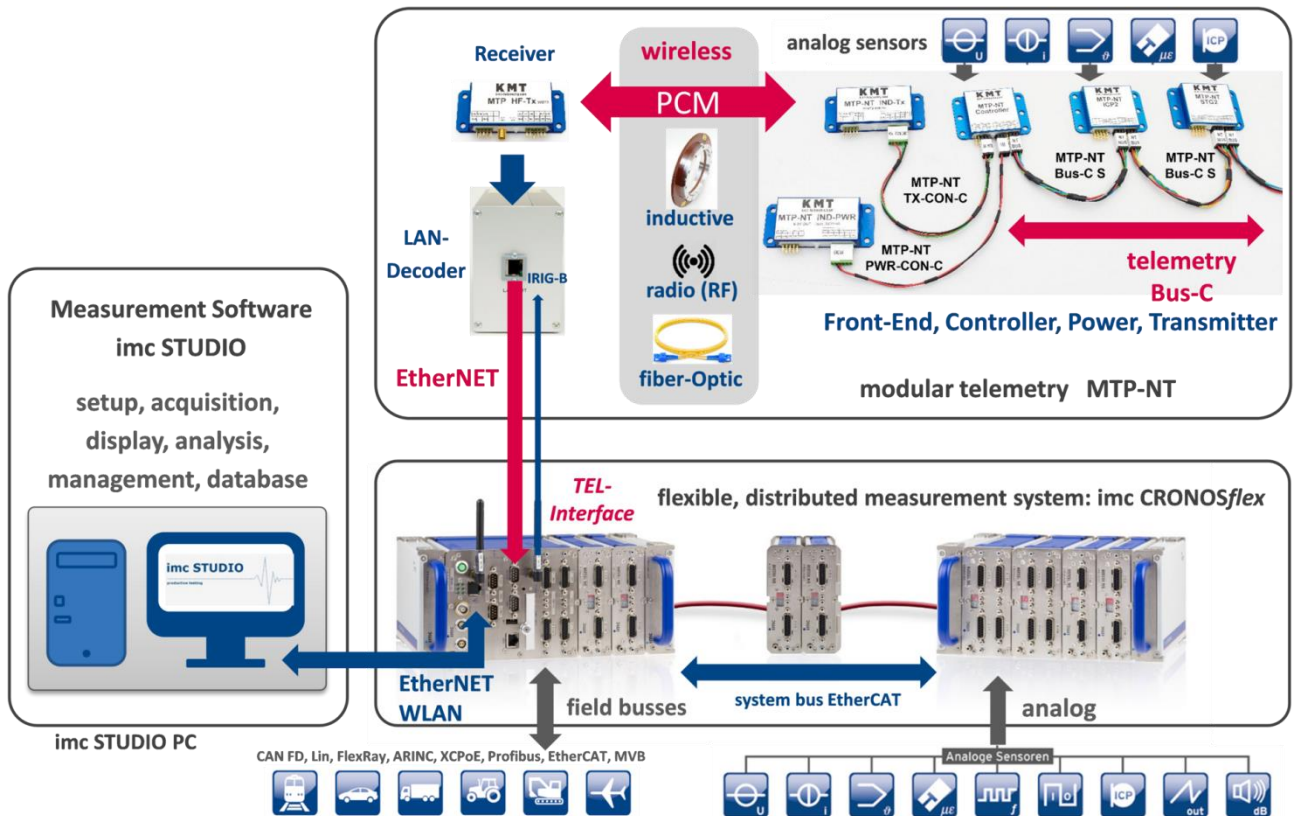


Рисунок 1.10 – Система Kraus Messtechnik MPT-NT

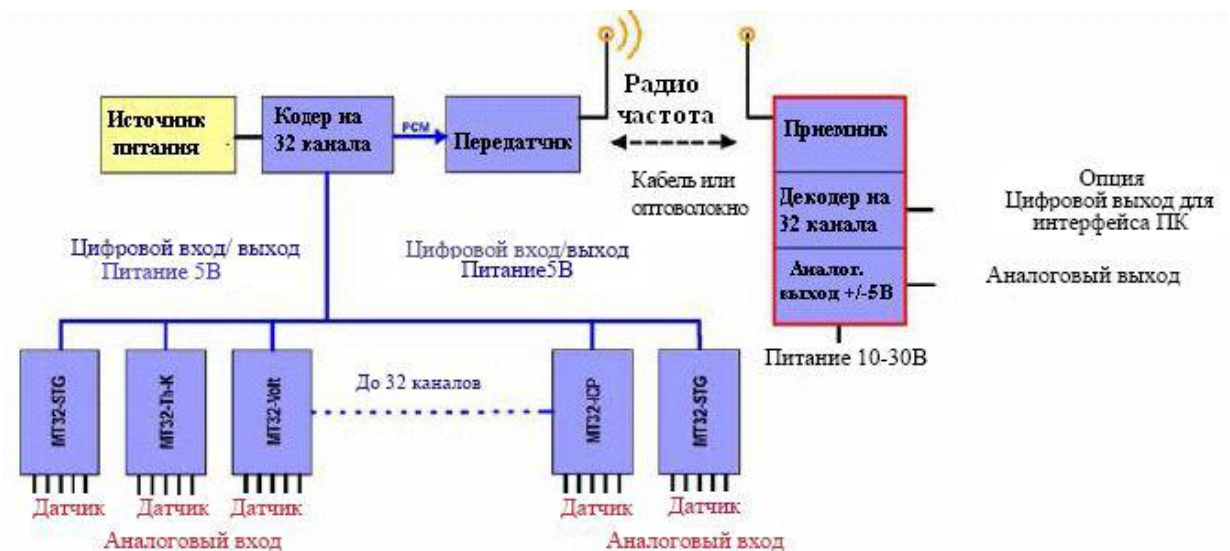


Рисунок 1.11 – Схема вимірювальної системи

Тензотри складаються таким чином, що утворюють тензотричний напівміст. Рисунок 1.12 представляє взаємодію тензотричного напівмосту з

модулем накопичувального обладнання МТР-NT. Обладнання МТР-NT дозволяє компенсувати несиметричності тензометричного моста. Канали обладнання МТР-NT використовуються для вимірювання деформацій за допомогою тензометрів. Крім того, за необхідності, до обладнання МТР-NT можуть підключатись датчики прискорень.

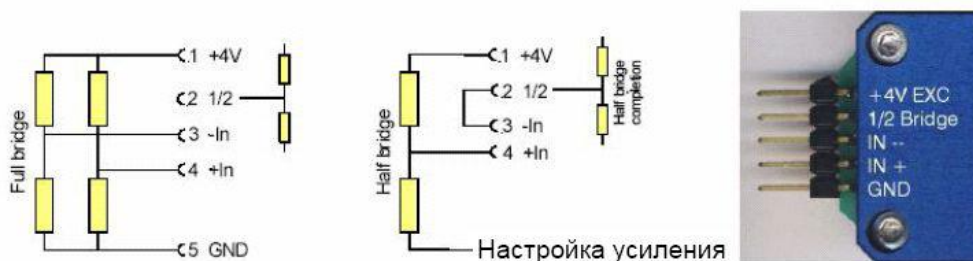


Рисунок 1.12 – Підключення тензометричного моста/напівмоста до модуля накопичувача

На рисунках 1.13, 1.14 приведено приклади використання системи на залізничному транспорті та загальний вигляд системи.



Рисунок 1.13 – Приклади використання системи на залізничному транспорті



Рисунок 1.14 – Загальний вигляд вимірювальної системи

1.4 Аналіз існуючих проєктів з покращення показників якості та безпеки руху

В даному розділі представлена загальна інформація [91-109] по видам окремих трьохелементних візків, які є аналогами 18-100 з покращеними техніко-економічними показниками, основними відмінностями яких є збільшення міжремонтних пробігів, покращення показників динаміки, технологічні особливості виготовлення та обслуговування. До переліку аналогів візків типу 18-100 можна віднести: візок 18-4112 Дніпровагонмаш (рис. 1.15), 18-9771 (рис. 1.16), 18-9810, (рис. 1.17) та 18-9800 (рис. 1.18), Barber S-2-R (рис. 1.19), 18-7020 Крюківський ВБЗ (рис. 1.20) та 18-194-1 (рис.1.21), візки моделі 18-578 та 18-9836 (рис. 1.22 та 1.23 відповідно), візок моделі 18-4129 (рис. 1.24), 18-9750 (рис. 1.25), візок 18-7033 тип 3 Крюківський ВБЗ (рис. 1.26), візок 18-7055 тип 2 Крюківський ВБЗ (рис. 1.27). На рисунку 1.28 приведено візок типу ZK-1. На рисунку 1.29 приведено приклад перспективної зварної конструкції бічної рами

візка, яка на даний момент проходить стендові ресурсні випробування в Інституті електрозварювання імені Є. О. Патона.

Основним проектом модернізації візків типу 18-100 в Україні є модернізація С03.04 з використанням ковзунів постійного контакту А.Стакі, покращення клинів, проточка коліс за профілем ІТМ-73. Аналогом є проекти модернізації С14.01, М1698. Найбільш вигідним є модернізація нових вагонів за проектом С03.04. Дисконтований термін окупності складає 2,1 року для проекту С03.04 та 2,3 роки для М1698, що більш ніж у 2 рази ефективніше ніж для інших модернізацій. Доцільним є модернізація за проектом С03.04 при деповських ремонтах, починаючи з першого деповського ремонту, при строку експлуатації вагона до 15 років.

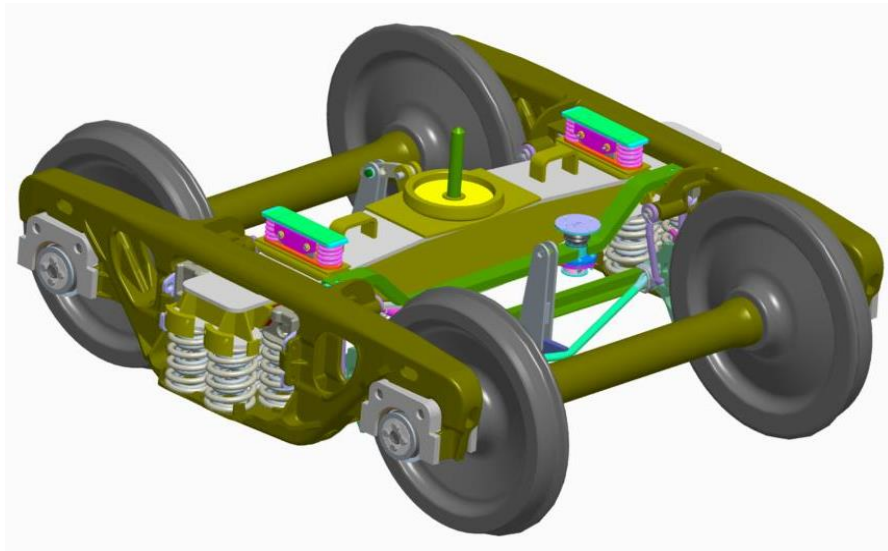


Рисунок 1.15 – Візок 18-4112 Дніпровагонмаш

Основним і більш сучасним за трьохелементні візки є візок типу Y25 (рис. 1.30), який є основним в ЄС. Рама візка виконана штамповарною, замкнутої конструкції. Ресорне підвішування одноступінчате буксове з фрикційним клиновим гасником коливань. Рама візка спирається через дворядні циліндричні пружини на припливи корпусів букс. Корпус букси утримується щелепою і має обмежений хід у вертикальній площині. Гальмова важільна передача виконана з двостороннім натисканням гальмівних колодок на колесо. У кожному гальмівному черевіку кріпиться по дві короткі вентилязовані гальмівні колодки. Візок комплектується пружними ковзунами постійного контакту. Підп'ятник

візка виконаний сферичним. На базі візки У-25 створені візки У-31 і У-37 з поліпшеними динамічними якостями.

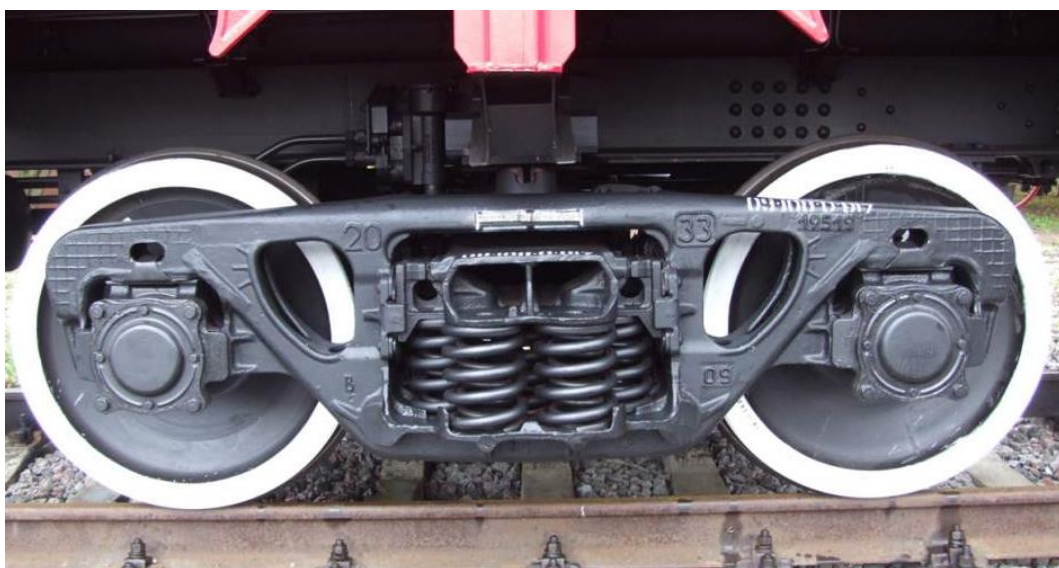


Рисунок 1.16 – Візок 18-9771



Рисунок 1.17 – Візок 18-9810



Рисунок 1.18 – Візок 18-9800

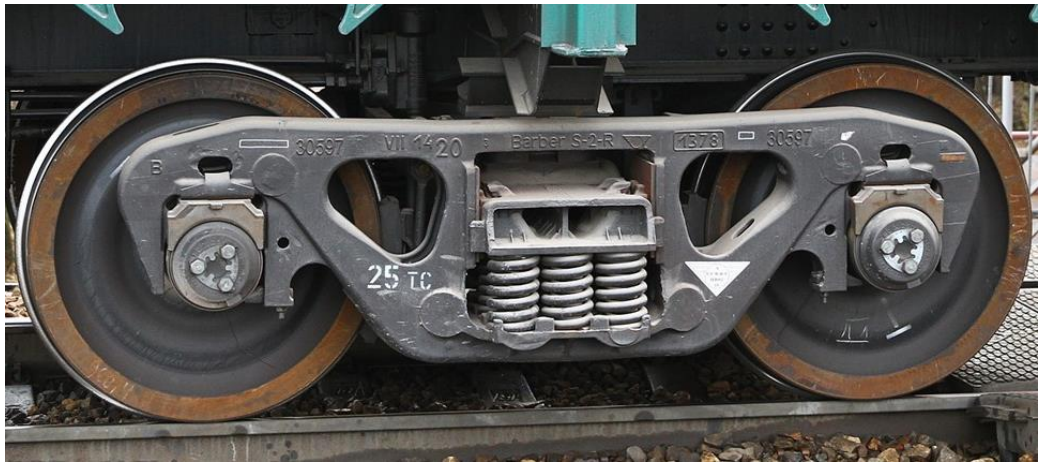


Рисунок 1.19 – Візок Barber S-2-R



Рисунок 1.20 – Візок 18-7020

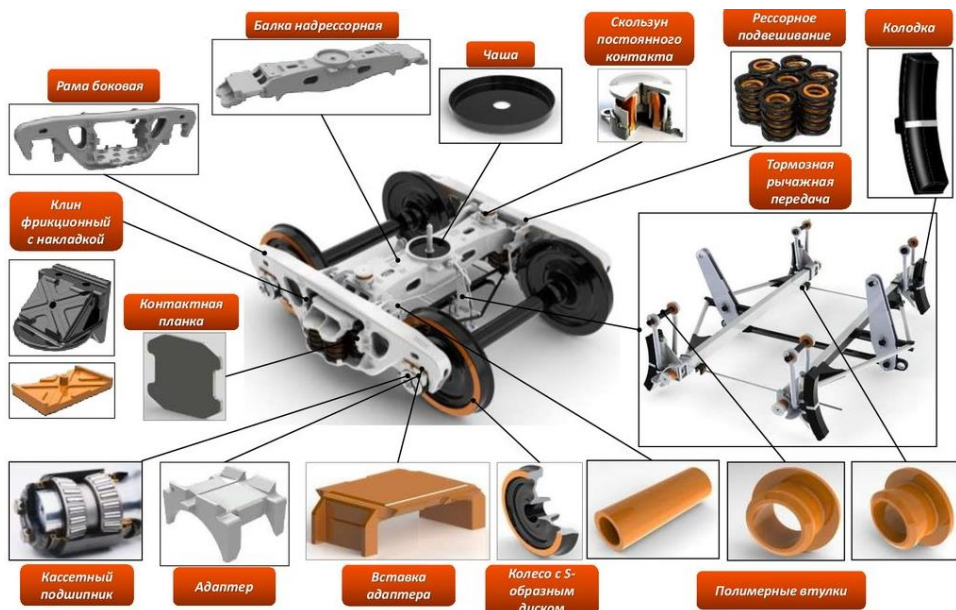


Рисунок 1.21 – Візок 18-194-1

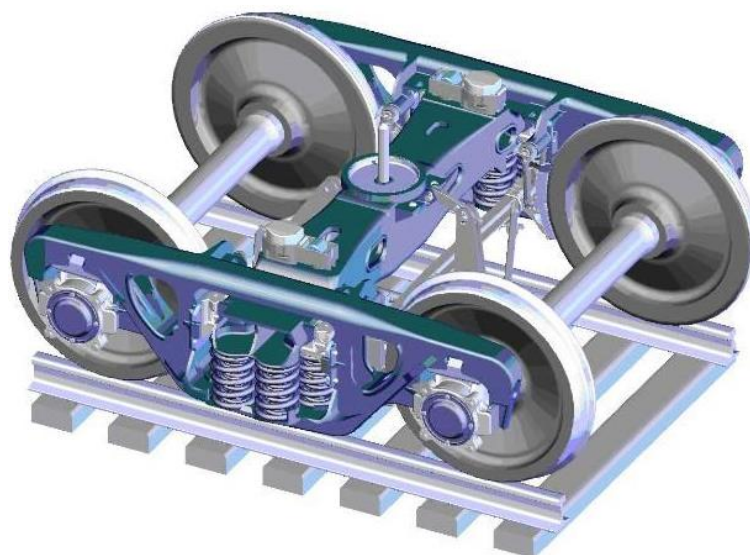


Рисунок 1.22– Візок 18-578



Рисунок 1.23 – Візок 18-9836

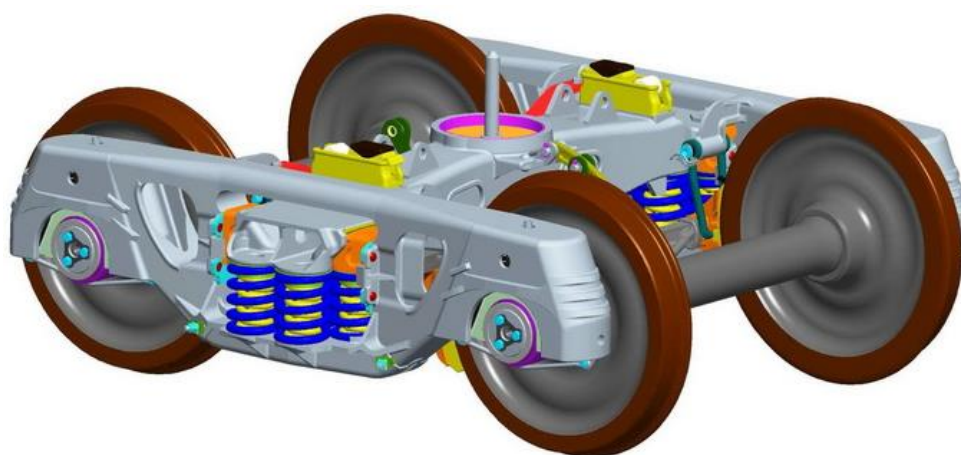


Рисунок 1.24 – Візок 18-4129



Рисунок 1.25 – Візок 18-9750



Рисунок 1.26 – Візок 18-7033 тип 3



Рисунок 1.27 – Візок 18-7055 тип 2

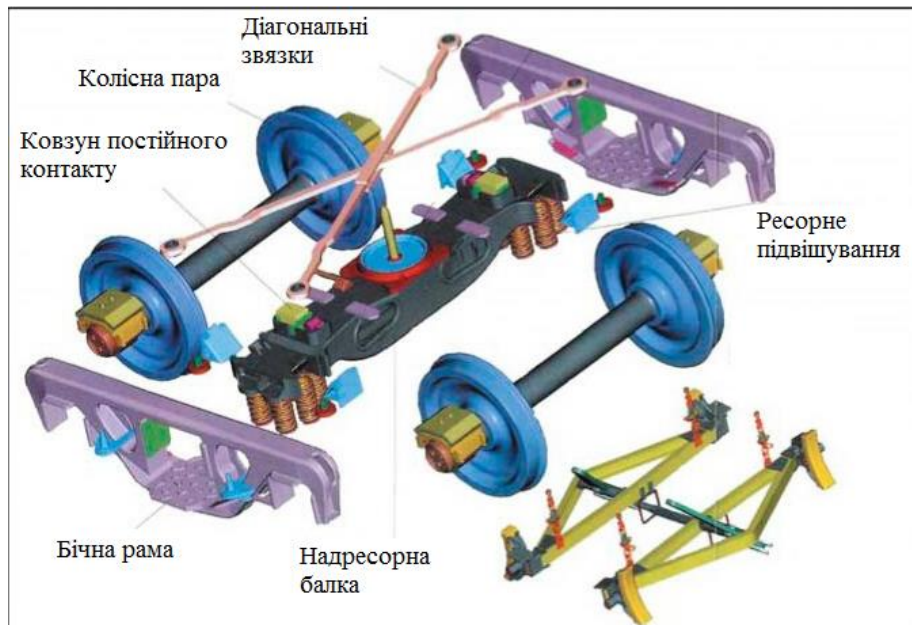


Рисунок 1.28 – Візок ZK-1

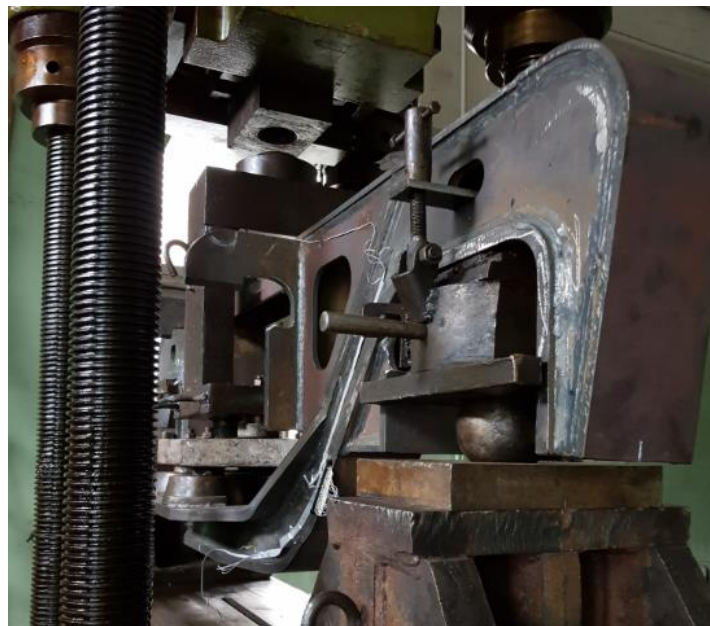


Рисунок 1.29 – Перспективна зварна конструкція бічної рами візка

На даний час актуальним є впровадження візка на основі типу Y25 для колії 1520 мм та залізниць України внаслідок вищих швидкостей руху, доказаної ефективності на коліях 1435 мм та значно нижчого динамічного впливу на рейкову колію.



Рисунок 1.30– Візок типу Y25

Найновітнішою розробкою серед візків (необмоторених) вагонів на сьогоднішній день є візок марки "EfWING" (рис. 1.31), в якому використовуються ресори із вуглепластика. Звичайні візки використовують сталеві бічні рами і незалежні пружини. Використання ресори із вуглепластику, efWING поєднує в собі функції цих окремих компонентів, тобто вуглепластикова бокова рама з несучим та пружно-дисипативним елементом одночасно. Такий підхід дає змогу знизити масу візка до 40%.



Рисунок 1.31 – Візок марки "EfWING" з пружно-дисипативними несучими елементами

1.5 Способи і підходи з оцінки показників якості, безпеки руху та технічного стану

1.5.1 Вимірювання деформацій несучих конструкцій.

Загальні відомості

Для вимірювання механічних напружень [28-35] в поверхневих шарах елементів несучих конструкцій рухомого складу використовуються методи і засоби тензометрії, тобто тензометри і реєстраційна апаратура. Робота тензорезистора заснована на тензоефекті провідника або напівпровідника, що прикріплюється до поверхні несучого елемента конструкції спеціальним клеєм. Таким чином, деформуючись разом з металевим елементом при його навантаженні, тензометр змінює свій електричний опір.

За конструкцією тензорезистори поділяються на дротові, фольгові і напівпровідникові. Дротовий тензометр, схематично зображений на рисунку 1.32, являє собою дротову спіраль 1, розміщену між двома шарами тонкого паперу 2. До спіралі припаяні виводи 3 для з'єднання тензометрів між собою в електричну схему. Для тензометрів застосовують дріт з константану (сплав міді і нікелю) або ніхром (сплав нікелю і хрому). Діаметр такого дроту становить 0,015...0,025 мм.

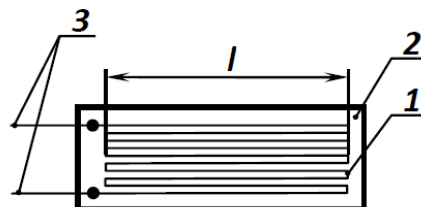


Рисунок 1.32 – Схема тензорезистора

Фольгові тензометри виготовляють методом травлення або штампування з константанової фольги, закріпленої на плівковій або паперовій основі. Напівпровідникові тензометри виготовляють з напівпровідникових матеріалів у вигляді тонких смужок германія або з кремнію з припаяними металевими виводами. Такі тензометри мають чутливість на 1-2 порядки вище, ніж дротові або фольгові.

Основними характеристиками тензометрів є номінальний опір R , база l (див. рис. 1.32) і чутливість γ . Чутливість тензометра визначається як відношення відносної зміни опору до його відносного подовження:

$$\gamma = \frac{\frac{\Delta R}{R}}{\varepsilon} \quad (1.8)$$

де ΔR – зміна опору тензорезистора при його деформації; ε – відносне подовження провідника.

Зміна опору тензометра при деформаціях дуже мала, зазвичай порядку декількох сотень Омів. З найзручніших засобів вимірювань таких змін є міст Уїтстона (Wheatstone). Він включає чотири резистори з'єднані з електроживленням постійного струму, як показано на рисунку 1.33.

Якщо $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$, це свідчить про те, що міст збалансовано, і вольтметр, включений у вимірювальну діагональ мосту, показуватиме 0 В. Принцип роботи мостової схеми полягає в тому, що електричний струм, який протікає через резистори, у випадку неврівноваженого (розбалансованого) стану мосту створює у вимірювальній діагоналі різницю потенціалів, і через вимірювальний прилад буде протікати електричний струм.

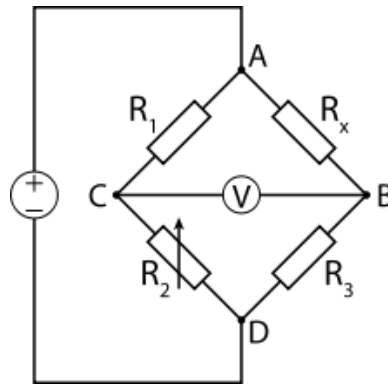


Рисунок 1.33– Схема підключення моста Уїтстона з балансуванням

Для того, щоби виміряти напруження, резистори, показані на рисунку 1.33, замінюються одним або більше тензометрами (які є звичайно перемінними резисторами, чий опір змінюється зі зміною напруження). На початку випробування, балансувальний потенціометр використовується, щоб збалансувати міст, задаючи 0 В на вольтметрі. Прикладення тестового навантаження приведе до зміни опору тензометра і виведення з рівноваги мосту, виробляючи напругу пропорційну прикладному напруженню.

Міст може містити один, два або чотири тензометри за схемами, показаними на рисунку 1.34 така конфігурація відома як одна четверта, напівміст і повний міст, відповідно. З цих трьох схем одна четверта мосту матиме найнижчу чутливість. Якщо не вжити заходів, можливі помилки, тому що тензометри чутливі до теплових ефектів. Для того, щоб запобігти цьому, один з тензометрів суміжний з активним може бути замінений так званим компенсаційним. Цей тензометр ідентичний активному, знаходиться в тих же навколишніх умовах, але не піддається навантаженню, що досягається, наприклад, установленням його на ненапруженій частині об'єкту, що випробовується. Обидва тензометра піддаються однаковим температурним змінам, і в результаті погашається дія будь-якої результуючої на рівновагу мосту внаслідок теплових ефектів.

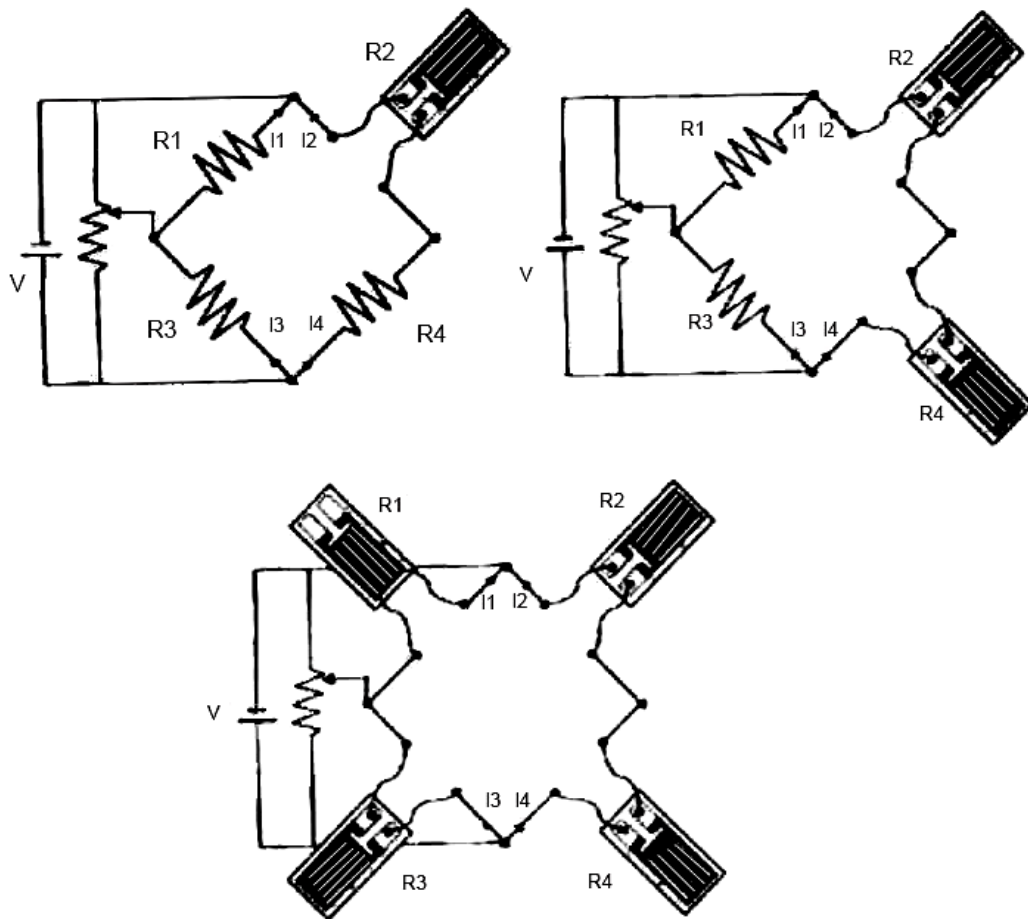


Рисунок 1.34 – Конфігурації мостових схем

Напівміст матиме вищу чутливість, ніж одна четверта мосту, оскільки додатковий тензومتر вироблятиме більшу неврівноважену напругу через міст Уїтстона. Присутність двох активних тензометрів також виключають будь-які теплові ефекти, як це викладено вище. З трьох схем найбільшу чутливість має повний міст. До того ж він є самокомпенсуючим щодо температурних змін.

Слід зазначити, що зміни вихідної напруги від мостів для вимірювань механічних напружень зазвичай дуже малі і тому потрібно їх підсилювати як найближче до мосту. Кабельні лінії мають бути повністю закритими й екранованими, щоби запобігати спотворенню даних випробувань.

При вимірюванні деформації поверхні диска колеса був прийнятий статистичний метод оцінки похибки вимірювань з імовірністю $P=0,95$. Деформацію ε_i виміряну пристроєм при одиничному навантаженні визначають за формулою:

$$\varepsilon_i = \frac{p \cdot \bar{U}_{вих}}{K \cdot U_{жив}}, \quad (1.9)$$

$$\text{в якій } \bar{U}_{вих} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n U_{i \text{ вих}},$$

де $p = 2$ – для півмостової схеми; $U_{жив}$ – напруга живлення вимірювальної системи, В; $\bar{U}_{вих}$ – середнє значення вихідної напруги, мВ; K – коефіцієнт тензочутливості (1,9 – 2,04).

Середнє арифметичне значення деформацій $\bar{\varepsilon}$ визначають за формулою:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\sum_{i=1}^n (\varepsilon_i)}{m}, \quad (1.10)$$

де m - кількість точок вимірювання.

Середнє квадратичне відхилення результатів вимірювань $\tilde{\sigma}(\Delta)$, визначають за формулою:

$$\tilde{\sigma}(\Delta) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{\varepsilon} - \varepsilon_i)^2}{m(m-1)}}. \quad (1.11)$$

Суму випадкових і невиключених систематичних похибок визначають за формулою:

$$\sigma(\Delta) = \sqrt{\tilde{\sigma}(\Delta)^2 + \tilde{\sigma}_1(\Delta_s)^2 + \tilde{\sigma}_2(\Delta_s)^2}, \quad (1.12)$$

де $\tilde{\sigma}_1(\Delta_s)$ - невиключений залишок систематичної похибки, обумовлений похибкою вимірювальної системи; $\tilde{\sigma}_2(\Delta_s)$ - невиключений залишок систематичної похибки, обумовлений похибкою тензорезисторів. Верхню $\tilde{\Delta}_h$ й нижню $\tilde{\Delta}_l$ границі похибки вимірювань визначають за формулою:

$$\tilde{\Delta}_h = \tilde{\Delta}_l = t_p \sigma(\Delta), \quad (1.13)$$

де t_p – коефіцієнт Стьюдента, що залежить від числа вимірювань і заданої ймовірності.

1.5.2 Вимірювання сил за локальними деформаціями рам візків

Тензометричні мости широко застосовуються при проведенні статичних міцнісних та динамічних ходових випробувань рухомого складу. Наприклад, методика визначення вертикальних і горизонтальних поперечних (рамних) сил, що діють на колісні пари, за правилами, які донині є чинними на залізницях колії 1520 мм, передбачає вимірювання деформацій рам візків.

Тензометри наклеюють на зовнішні і внутрішні сторони бічних рам і збирають в схеми, що мають, як правило, добру чутливість з достатньою компенсацією температурних деформацій. Цей метод дозволяє безперервно вимірювати горизонтальні (рамні) і вертикальні сили при русі ділянкою колії будь-якої протяжності.

На рисунку 1.35 показана схема установки тензорезисторів на рамі візка 18-100 і з'єднання їх у напівмостові схеми для вимірювання вертикальних та рамних сил.

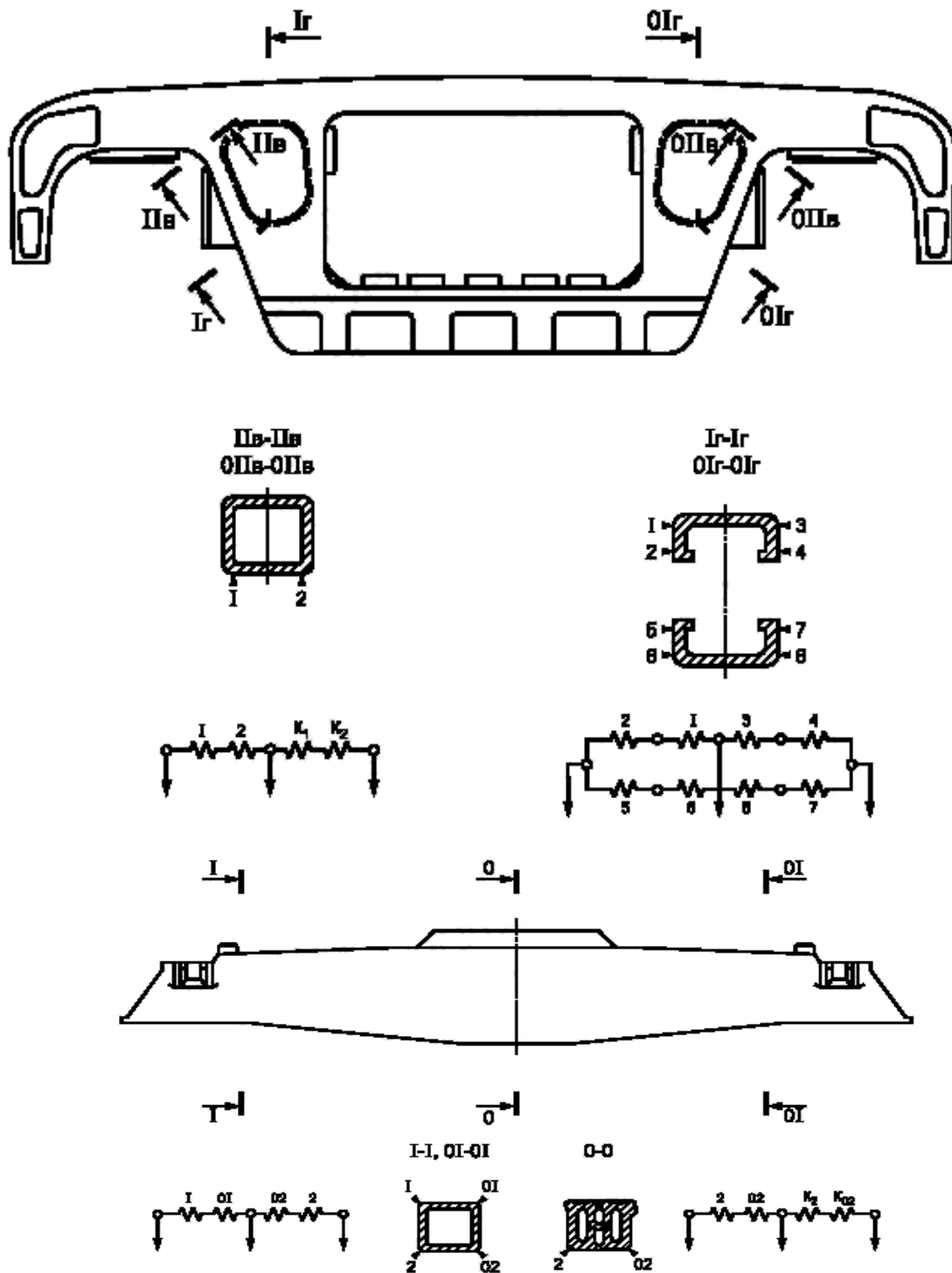
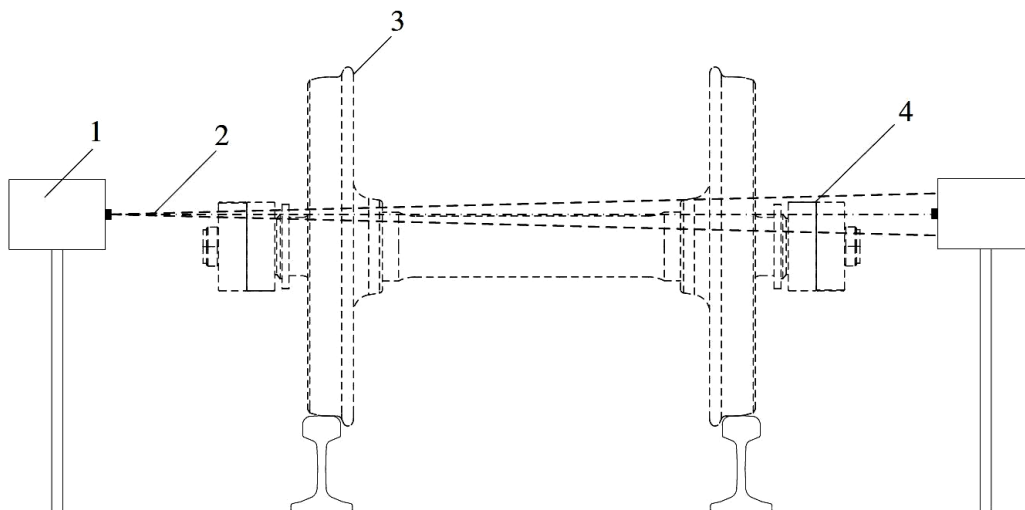


Рисунок 1.35 – Схема розміщення тензорезисторів на рамі візка

Вимірювані таким чином характеристики силової дії в системі «рама візка – колісна пара» розрахунковим способом приводяться до оцінки сил взаємодії коліс і рейок, за співвідношенням яких визначається так званий коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейки.

1.6 Сучасний стан і тенденції розвитку безконтактного теплового контролю елементів рухомого складу залізниць

Запропонований пристрій виявлення перегріву коліс та буксових вузлів (рис. 1.50).



1 – корпус для розміщення інфрачервоної оптики, 2 – вісь приймача ІЧ-випромінювання, 3 – колесо, 4 – буксовий вузол

Рисунок 1.50 – Пристрій виявлення перегріву коліс та буксових вузлів

Запропонований пристрій є сукупністю двох опор, на яких закріплені настановні комплекти СТК. У кожному з них встановлений інфрачервоний датчик таким чином, що вони мають загальну оптичну вісь, розташовану в горизонтальній площині та паралельну рейкам. За відсутності поїзда, датчики реєструють температуру поверхні розташованого навпроти корпусу для розміщення оптики, як температуру навколишнього середовища. Запропонована орієнтація оптики дозволяє отримувати дані про температуру всіх коліс та буксових вузлів складу, що проходить.

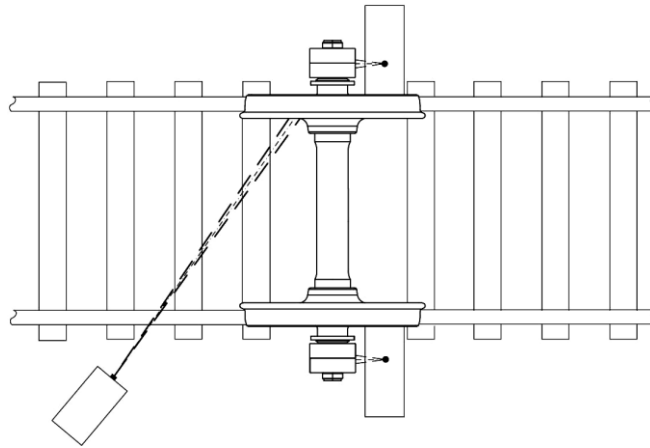
Останніми роками за кордоном активно проводяться роботи [1-3, 25, 63-65] зі створення систем комплексного аналізу рухомого складу з урахуванням інфрачервоних образів контрольованих рухомих одиниць. Пропонується варіант

системи аналізу залізничного рухомого складу на основі отримання багатовимірних інфрачервоного подання транспортного засобу. Окремі компоненти вагонів і локомотивів ідентифікуються за їх інфрачервоним уявленням, а інформація, що отримується, дозволяє судити про їх технічний стан. Повний аналіз технічного стану на основі інфрачервоного подання вагона або локомотива можливий не тільки під час руху, але й на сортувальних станціях. Пропонована система включає підсистему збору даних, що встановлюється на опорі поблизу залізничних колій.

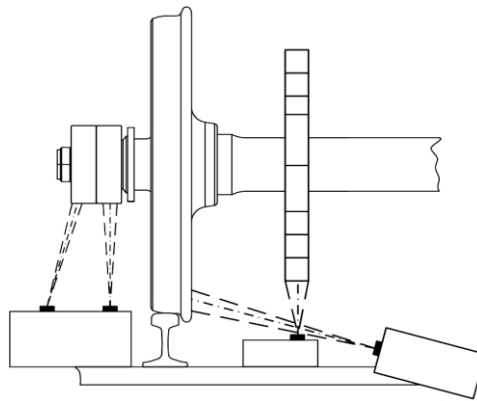
Можна класифікувати сучасні СТК на три категорії в залежності від кількості інфрачервоних датчиків, що застосовуються в апаратурі, і орієнтації оптики: одно-, дво- і багатоелементні СТК (рис.1.51). Пропонується розглянути колодкові гальма, що знаходяться в експлуатації СТК, і буксові вузли, що є складовими частинами комплексних СТК ходових частин. На рис.2. наведені схеми реалізації найпоширеніших на мережі Європейських залізниць СТК.

Елементи СТК використовуються на залізницях усього світу – США, Канади, Австралії, Ізраїлю, Індії, Єгипту, Китаю та інших. Найбільш значний інтерес представляють системи діагностичних ознак, значення теплового контролю та алгоритми діагностування. Зазначені параметри приблизно однакові для більшості існуючих технічних реалізацій СТК.

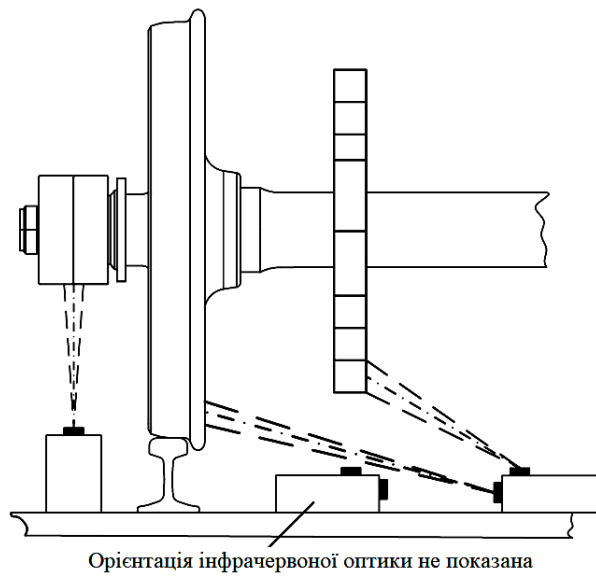
Як показує проведений аналіз, у світі існує достатня кількість реалізацій СТК колодкових гальм з різними підходами до визначення технічного стану гальмівного вузла, найпоширенішим є безконтактний тепловий контроль. Тим не менш, у вітчизняній практиці за наявності багатого досвіду в реалізації теплового контролю буксових вузлів рухомого складу в даний час відсутнє вирішення питання контролю колодкових гальм. Рівень розвитку техніки, особливо, в галузі розробки та виробництва чутливих, швидкодіючих приймачів ІЧ-випромінювання з високою просторовою роздільною здатністю, дозволяє створити автоматичні системи для оцінки технічного стану колодкових гальм рухомого складу.



а) орієнтація ІЧ-оптики в одноелементній СТК (СТК HOA50, Ansaldo STS)



б) в двоелементних СТК (СТК ТК99, OBB)



в) в багатоелементній СТК (СТК FUES II EPOS)

Рисунок 1.51 – Варіанти орієнтації ІЧ-оптики у СТК різної елементності на прикладі Європейських СТК

Для вирішення завдань дослідження нестационарних процесів теплоперенесення раціональним і ефективним є застосування методу кінцевих елементів. Оцінка температурного розподілу, визначення картин нагрівання коліс при гальмуванні, зміни температур протягом режиму, що досліджується, передбачає вирішення нестационарного завдання теплопровідності. З метою підвищення достовірності результатів та покращення збіжності рішення у таких завданнях доцільно застосовувати малий крок за часом. Для дослідження нагрівання колеса та гальмівної колодки у процесі гальмування доцільно застосування явної схеми інтегрування з малим кроком у часі. Її застосування обгрунтоване фізичною природою процесу, що супроводжується безперервною зміною температури контактуючих тіл у досить широкому діапазоні значення. Процес гальмування досліджується у т. ч. при тривалих режимах (до 1200 с). У зв'язку з цим явна схема є більш доцільною з погляду зниження часових витрат і обчислювальних потужностей, оскільки вимагає складання і вирішення на кожному кроці систем рівнянь високого порядку.

Явна схема розв'язання задач полягає в застосуванні правила явного аналітичного інтегрування з допомогою діагональних чи «зосереджених», матриць мас елементів. Рівняння руху твердого тіла інтегруються з використанням правила явного центрально-різностного інтегрування:

$$\dot{u}^{(i+\frac{1}{2})} = \dot{u}^{(i-\frac{1}{2})} + \frac{\Delta t^{(i+1)} + \Delta t^{(i)}}{2} \ddot{u}^{(i)}, \quad (1.14)$$

$$u^{(i+1)} = u^{(i)} + \Delta t^{(i+1)} \dot{u}^{(i+\frac{1}{2})},$$

де \dot{u} – швидкість;

\ddot{u} – прискорення.

Верхній індекс (i) позначає номер кроку за часом, а $\left(i-\frac{1}{2}\right)$ і $\left(i+\frac{1}{2}\right)$ – проміжні значення. Оператор центрально-різностного інтегрування називається явним, оскільки кінематичний стан системи описується значеннями швидкості, що розраховуються на попередньому кроці $\dot{u}^{(i-\frac{1}{2})}$ і прискорення $\ddot{u}^{(i)}$. Обчислювальна

ефективність явної схеми інтегрування полягає у використанні діагональних матриць мас елементів, оскільки звернення матриць мас, що використовується при обчисленні значень прискорень на початку кожного кроку, проводиться одночасно по трьох осях:

$$\ddot{u}^{(i)} = M^{-1} \cdot (F^{(i)} - I^{(i)}), \quad (1.15)$$

де M – діагональна зосереджена матриця мас;

F – вектор зовнішніх сил;

I – вектор внутрішніх сил.

Явна схема інтегрування не потребує обчислення тангенціальних матриць жорсткості та застосування ітераційного методу. При розгляді процесів теплоперенесення виходимо з припущення, що тіло, що розглядається, підпорядковується закону Фур'є. Згідно з ним, тепловий потік q пропорційний градієнту температури $\partial\theta$, причому коефіцієнтом пропорційності є коефіцієнт теплопровідності k матеріалу, з якого складається тіло:

$$q = -k \frac{\partial\theta}{\partial x}, \quad (1.16)$$

знак «мінус» ілюструє фізичну закономірність, за якої позитивний тепловий потік вздовж напрямку осі x викликає зниження температури в цьому напрямку $\partial\theta / \partial x < 0$. Розглянемо об'ємне тіло (рис.3), у напрямку осей x , y та z маємо:

$$q_x = -k_x \frac{\partial\theta}{\partial x}, q_y = -k_y \frac{\partial\theta}{\partial y}, q_z = -k_z \frac{\partial\theta}{\partial z}, \quad (1.17)$$

де q_x, q_y, q_z – теплові потоки у напрямку зазначених осей;

k_x, k_y, k_z – коефіцієнти теплопровідності у напрямку зазначених осей.

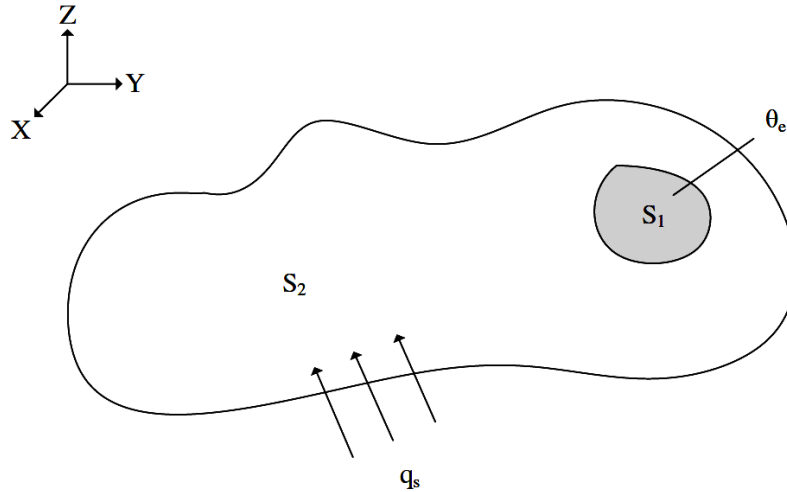


Рисунок 1.52 – Тіло, що зазнало впливу теплопередачі

Розподіл температур у тілі, що розглядається, описується відомим рівнянням теплопровідності в суцільному середовищі:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) = -q_B, \quad (1.18)$$

де q_B – джерело тепла всередині тіла, яке вважається позитивним, якщо тепло підводиться до тіла.

При певній температурі на деякій частині межі тіла:

$$\theta = \theta_B(S) \quad (1.19)$$

де θ_B — температура на межі, що може бути функцією координат точок поверхні S . Якщо ж на межі відбувається конвективний теплообмін, що характеризується коефіцієнтом теплообміну h і різницею температур тіла та навколишнього середовища $(\theta - \theta_\infty)$, то гранична умова має вигляд:

$$\left(k_x \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) l_x + \left(k_y \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) l_y + \left(k_z \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) l_z + h(\theta - \theta_\infty) = -q_B, \quad (1.20)$$

де l_x, l_y, l_z – спрямовуючі косінуси.

При цьому потік тепла q_B та втрати тепла внаслідок конвекції $h(\theta - \theta_\infty)$, що не можуть бути на одній ділянці поверхні тіла, тобто за наявності відводу чи притоку тепла, за рахунок теплового потоку втрати тепла внаслідок явища конвекції відсутні.

Матриця теплопровідності елемента має вигляд:

$$[k^{(e)}] = \int_{V^{(e)}} [B^{(e)}]^T [D^{(e)}] [B^{(e)}] dV + \int_{S_2^{(e)}} h [N^{(e)}]^T [N^{(e)}] dS. \quad (1.21)$$

Матриця $[N^{(e)}]$ містить функції форми. Матриця $[D^{(e)}]$ містить значення коефіцієнтів теплопровідності:

$$[D^{(e)}] = \begin{bmatrix} K_x^{(e)} & 0 & 0 \\ 0 & K_y^{(e)} & 0 \\ 0 & 0 & K_z^{(e)} \end{bmatrix}. \quad (1.22)$$

Матрицю $[B^{(e)}]$ отримуємо диференціюванням матриці $[N^{(e)}]$ по різних осях. Для визначення $[B^{(e)}]$ використовується співвідношення:

$$\{g\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \theta}{\partial x} \\ \frac{\partial \theta}{\partial y} \\ \frac{\partial \theta}{\partial z} \end{Bmatrix} = [B^{(e)}] \{\theta\}. \quad (1.23)$$

Вектор-стовпець правих частин рівнянь для елемента визначається наступним співвідношенням:

$$[f^{(e)}] = - \int_{V^{(e)}} [N^{(e)}]^T Q dV + \int_{S_1^{(e)}} [N^{(e)}]^T q dS - \int_{S_2^{(e)}} [N^{(e)}]^T \theta_\infty h dS. \quad (1.24)$$

Виконаний аналіз експериментальних та теоретичних досліджень теплових процесів при колодковому гальмуванні показав, що дані про рівень нагрівання колеса суперечливі. Основна частина теоретичних досліджень базується на плоских осесиметричних моделях, це призводить до того, що опис роботи вузла, що розглядається, не є досить точним з кількісної та якісної точок зору. В даний час актуальною тенденцією є створення комплексних імітаційних моделей найбільш відповідальних вузлів рухомого складу. Такі моделі повинні всебічно описувати роботу вузла, що діагностується, визначати ознаки несправностей з вибором обмеженої кількості характеристик, показників і параметрів, які повинні контролюватись в процесі діагностування. Таким чином, очевидна потреба у розробці комплексної діагностичної моделі теплового контролю колодкових гальм рухомого складу залізниць.

Аналіз технічних рішень і тенденцій у напрямку вдосконалення діагностичного забезпечення безконтактного теплового контролю колодкових гальм рухомого складу показує, що є такі напрямки: - визначення найбільш інформативних зон контролю, що найкраще відображають ступінь нагрівання колеса; - визначення порогових значень працездатності колодкових гальм при тепловому контролі; - розробка системи діагностичних ознак та алгоритмів оцінки працездатності колодкових гальм.

Вирішення даних завдань вимагає комплексного підходу до вивчення процесу нагрівання колеса при колодковому гальмуванні, що полягає в теоретичному дослідженні питання методами математичного моделювання та проведення експериментальних досліджень з метою підтвердження коректності результатів, отриманих під час моделювання. Отриманий результат, у перспективі, допоможе знизити експлуатаційні витрати на залізниці шляхом своєчасного виявлення несправних колодкових гальм та належної діагностики причин виникнення перегріву або відсутності нагріву коліс. Найбільш важливою складовою в цьому питанні залишається підвищення безпеки функціонування залізничного транспорту.

1.7 Аналіз відмов вузлів рухомого складу залізниць в існуючих системах оцінки їх технічного стану та ремонту

Система управління технічним станом локомотивного парку [41, 42, 63] включає комплекс структур локомотивного комплексу, що здійснюють взаємодію на етапах організації перевізного процесу, результатом якого є підтримання рівня технічного стану, що відповідає безпеці і раціональності експлуатації тягових одиниць. Процес управління технічним станом починається з моменту проектування локомотива, коли на перших етапах розробки за рахунок технічних і технологічних рішень задається відповідний ресурс, що характеризує показники надійності. Після процесу проектування локомотив виконує основний етап свого життєвого циклу – експлуатацію (рис.1.). У момент експлуатації на локомотив впливають фактори, що прагнуть знизити рівень його технічного стану:

- зовнішні умови експлуатації – температура, вологість, профіль колії та його стан тощо;
- внутрішні умови експлуатації – людський чинник, фізична природа робочого процесу.

Дані фактори змінюють процес рівномірного витрачання ресурсу, передбачений нормами пробігу до обслуговування та ремонту, що призводить до виникнення ризику відмови (непланового ремонту) під час реалізації перевізного процесу.

Щоб уникнути відмови у межах такого показника надійності, як ремонтпридатність, за рахунок коштів діагностики здійснюється завчасне виявлення несправностей локомотивів як в експлуатації, так і під час проведення ТО і ПР. Заключним етапом управління технічним станом є ремонт, під час реалізації якого здійснюється підвищення рівня технічного стану локомотива. Структура життєвого циклу локомотива представлена рис. 1.53.

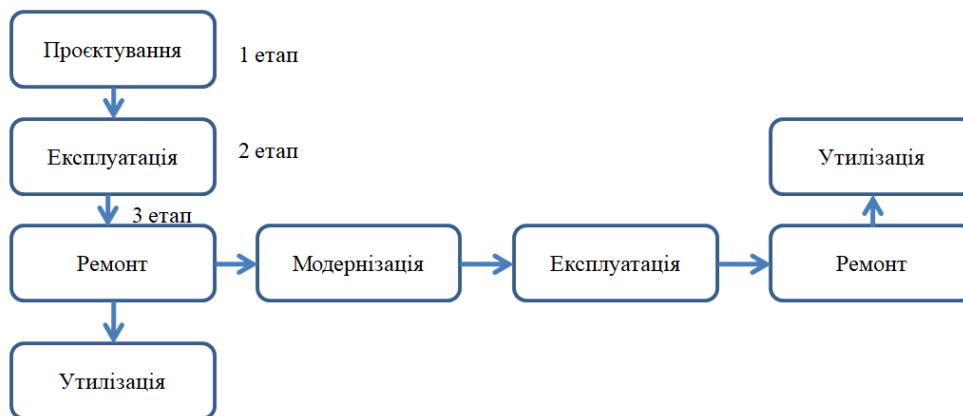


Рисунок 1.53 – Структура життєвого циклу локомотива

Практична реалізація планово-попереджувальної системи ТО і ПР ґрунтується на парадигмі теорії надійності локомотивів, де основним цільовим показником оцінки надійності є напрацювання технічної системи, тобто міжремонтний пробіг локомотива по відповідним вузлам у певному обсязі обслуговування та ремонту. Однак напрацювання на відмову, яка розраховується на підставі статистичних даних і є випадковою подією, має певну ймовірність, яка змінюється залежно від різних умов. Відмови елементів та вузлів локомотивів характеризуються умовами їх експлуатації та періодом часу між проведенням ТО й ПР. Незважаючи на високий період дискретизації між проведенням ТО й ПР, відмови по колінчастих валах та підшипниках дизелів становлять відносно невелику кількість. Колінчастий вал належить до найбільш відповідальних, напружених і коштовних деталей двигуна. Під час роботи дизеля колінчастий вал навантажується силами тиску газів, а також силами деталей, що обертаються. Ці сили викликають значне напруження і коливання, тому шийки колінчастого валу зазнають змінного тиску, який викликає значну роботу тертя і знос шийок. Циліндропоршнева група (ЦПГ) дизеля є динамічно та термічно навантаженим елементом. Паливна апаратура працює в режимах високого тиску (за винятком палива, що підкачує магістралі) – тиск подачі палива форсункою дизеля серії Д49 становить 32 МПа. У таких умовах роботи зносу підлягають елементи форсунки – голка, запірний конус, розпилювач та трубопровід високого тиску, які набирають основну кількість відмов по паливній апаратурі дизеля.

До загального числа відмов паливної апаратури відноситься система управління паливоподачею, яка реалізована в електромагнітній гідромеханічній системі регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля. Складність даного механізму, реалізація принципу роботи та кількість елементів визначають даний вузол як лімітуючий відповідно до пред'явлених вимог до періоду між проведенням обслуговування та ремонту. Турбокомпресор (ТК) також є вузлом, що лімітує пробіги локомотивів по ТО й ПР, з високою кількістю відмов у роботі.

До відмов тягових електродвигунів відносяться: - порушення ізоляції ланцюгів; - перекидання струму по колектору; - руйнування моторно-якорних підшипників. Відмови тягових електродвигунів обумовлені умовами експлуатації, профілем ділянки експлуатації, масою поїзда, режимами ведення поїзда.

Умови експлуатації тягових електродвигунів характеризуються підвищеною запиленістю, динамічними температурними впливами, підвищеною вологістю, забрудненістю. При крутих і затяжних ухилах момент опору на якор тягового електродвигуна максимальний, при цьому для підтримки потужності внаслідок падіння напруги в ланцюзі електродвигуна підвищується струм, а відповідно, і збільшується температура обмоток електродвигуна, при критичному значенні якої (вищого класу ізоляції, що застосовується), руйнується ізоляція, що зрештою призводить до пробою та виходу з ладу тягового електродвигуна.

Виходячи з наведеного опису, необхідно встановити взаємозв'язок впливу організації планово-попереджувальної системи технічного обслуговування та ремонту локомотивів на кількість відмов їх вузлів. Побудуємо залежність кількості відмов D від періоду дискретизації проведення технічної діагностики T за розглянутими вузлами тепловозів (1. Колінчастий вал та його підшипники, 2. Циліндропоршнева група (ЦПГ), 3. Циліндрові кришки 4. Паливна апаратура) та інші. Статистичний аналіз походження непланових ремонтів у планово-попереджувальній системі технічного обслуговування та ремонту тепловозів та електровозів представлені на рисунках 2. та 3.

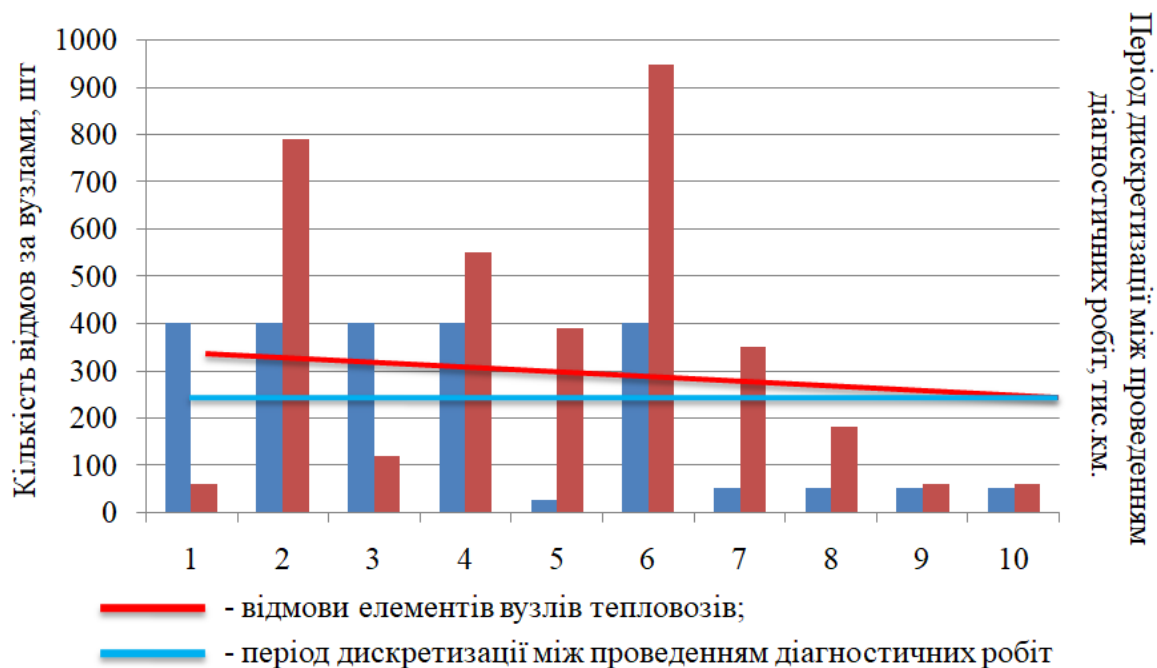


Рисунок 1.54 – Статистичний аналіз походження непланових ремонтів у планово-попереджувальній системі технічного обслуговування та ремонту тепловозів

Серед вузлів електровозів розглянуті (рис. 1.55): 1.Токоприймачі, 2. Апарати захисту, 3 Контактори силового ланцюга, 4. Контактори силового ланцюга електромагнітні, 5. Контактори низьковольтні, 6. Перемикачі групові, 7. Реле, 8. Тягові трансформатори 9. Акумуляторні батареї, 10. Силкові ланцюги.

Відповідно до представленої статистики відмов та періодів дискретизації між проведенням технічного обслуговування та ремонту тепловозів побудовано лінії тренду, які характеризують зміну аналізованих характеристик. Так, при зменшенні періоду дискретизації між проведенням діагностичних робіт під час ТО й ПР знижується кількість відмов вузлів локомотивів, що підтверджує вплив принципів планово-попереджувальної системи та ремонту локомотивів на динаміку непланових ремонтів.



Рисунок 1.55 – Статистичний аналіз походження непланових ремонтів у планово-попереджувальній системі технічного обслуговування та ремонту електровозів

Розглянемо статистику відмов електровозів для визначення аналогічного взаємозв'язку (рис.3.). Відповідно до гістограми відмов та періодів дискретизації між ТО й ПР електровозів згідно з лініями тренду встановлено, що період дискретизації не впливає на відмови вузлів електровозів через наявність зворотної залежності даних характеристик – при збільшенні періоду дискретизації кількість відмов знижується. Розподіл ліній тренду характеристик визначається високими показниками надійності електрорухомого складу, порівняно з автономними локомотивами. Цей факт пов'язаний: - насамперед із кількістю електровозів парку на мережі залізниці; - з більш досконалою технологічністю електрорухомого складу порівняно з автономними локомотивами, яка переважно відрізняється меншою кількістю технічних елементів, вузлів та систем.

Представлені умови формалізуються моделями класичної теорії надійності, зокрема ймовірністю відмов для послідовних систем, де надійність системи більш низька, чим більше в ній елементів:

$$P_c = \prod_{i=1}^n P_i \quad (1.25)$$

де P_c – ймовірність відмови системи, %;

P_i – ймовірність відмови елемента системи, %:

$$P_i(l) = \frac{r(l)}{N_0} \quad (1.26)$$

де $r(l)$ – кількість елементів, що відмовили за період дискретизації l , шт.;

N_0 – кількість елементів на початку спостереження, шт.

Більша кількість відмов парку тепловозів у порівнянні з парком електрорухомого складу пов'язана також із віковою структурою оновлення рухомого складу. Більшість тепловозів було випущено минулого століття (тепловози ТЕ10 різних модифікацій). Важливим завданням у розробці систем технічної діагностики є обґрунтування раціональності їх застосування для вузла, що розглядається. Для вирішення цього завдання необхідна диференціація деталей, елементів та вузлів локомотивного парку щодо факторів, що впливають на їх технічний стан: людський чинник; закінчення терміну експлуатації; умови експлуатації; умови протікання робочих процесів; зв'язок з іншими вузлами (елементами, деталями) технічної системи; особливості технологічного виконання, які зумовлюються ймовірністю виникнення раптових відмов, складність конструкції.

Призначенням систем технічної діагностики є контроль вихідних (діагностичних) параметрів вузлів, обчислення зміни діагностичних параметрів при впливі умов експлуатації, а також умов перебігу робочих процесів шляхом урахування вхідних параметрів (впливів), виявлення конкретних несправностей, дефектів, факторів. На підставі визначення призначення систем технічної діагностики визначимо вузли локомотивного парку, відмови яких відповідають представленим факторам, що впливають на показники надійності, з метою

подальшого розрахунку надійності встановленого вузла та розробки моделі оцінки технічного стану. Для визначення вузлів, які задовольняють діагностичним умовам, доцільно застосування автоматизованих систем технічного діагностування (АСТД). Необхідно провести диференціацію характеристик за елементами. Оскільки характеристика, враховує відмови, пов'язані з фізичним старінням локомотивного парку (термін служби тепловозів становить понад 40 років), її диференціація з характеристикою, представленою на рис. 3, відобразить вузли, які задовольняють умовам відмов, для реалізації їх діагностичної системи.

На підставі проведеного дослідження належності відмов до критеріїв раціональності розробки систем технічної діагностики можна виділити такі вузли та елементи, що вимагають контролю технічного стану зі зниженням періоду дискретизації по відношенню до систем діагностики, що використовуються:

- силові електричні ланцюги; - гальмівні компресори; - гальмівний трубопровід; - колекторно-щітковий апарат тягових електродвигунів; - допоміжні електричні машини; - автозчіпні пристрої; - бандаж колісних пар; - буксовий вузол; - кожух зубчастої передачі; - моторно-осьові підшипники.

В результаті дослідження особливостей роботи комплексу оцінки технічного стану локомотивного парку, планово-попереджувальної системи технічного обслуговування та ремонту встановлено, що причиною виникнення позапланових ремонтів є високий період пробігу (часу) T між проведенням діагностичних робіт по окремим вузлам локомотивів. На підставі аналізу відмов вузлів локомотивів визначено вузли, що лімітують норми міжремонтного пробігу за видами ремонту, передбаченими планово-попереджувальною системою обслуговування та ремонту. Виходячи з наявного досвіду в галузі технічної діагностики, для подальшого дослідження було обрано один із лімітуючих вузлів локомотива – моторно-осьові підшипники колісно-моторного блоку.

1.8 Забезпечення безпечної експлуатації рухомого складу залізниць на основі оцінки ресурсу його базових частин

Досвід експлуатації відповідальних конструкцій показує, що за досягнутого рівня наукових розробок, технологічних та конструкторських рішень ще можливі пошкодження, відмови та аварії залізничного рухомого складу.

Відповідно до прийнятого базового підходу, оцінку ресурсу проводять за визначальними показниками технічного стану на основі встановлених закономірностей їх зміни, аналізу механізмів накопичення пошкоджень, зародження та розвитку дефектів, а також за даними зміни функціональних параметрів у міру експлуатаційного напрацювання.

При проектуванні конструкцій локомотивів та вагонів, міцність та ресурс [6-12, 28-36] обґрунтовують за критеріями:

- опору пружним та пластичним деформаціям при статичному навантаженні та накопиченим при циклічному навантаженні;
- опір руйнуванню по в'язкому або крихкому механізму;
- опір втоми;
- опір втрати стійкості;
- корозійно- та зносостійкості.

Міцність при статичному навантаженні та зносі конструкції з урахуванням корозійних пошкоджень забезпечується вибором матеріалу, а також коефіцієнтами запасу міцності елементів конструкції.

Конструкційні сталі, залежно від умов, можуть перебувати в крихкому або в'язкому стані. Якщо конструкція або деталь виконана з пластичного матеріалу (практично всі конструкційні матеріали), то крихке руйнування може реалізуватися тільки при напруженнях ($\sigma_{кр}$) нижче межі плинності за наступних умов:

- наявність у ній дефекту (порушення суцільності, тріщини тощо);
- коли вона стає чутливою до дефектів суцільності.

Таким чином, небезпека виникає тоді, коли дефекти суцільності досягають критичних розмірів і під дією зовнішнього навантаження стають нестійкими та починають швидко зростати.

При критичних напруженнях ($\sigma_{кр}$) що дорівнюють межі плинності матеріалу ($\sigma_{0,2}$) у деталі виникають невеликі пластичні деформації. В'язке руйнування відбувається з меншою швидкістю, характеризується напруженнями $\sigma_{кр} > \sigma_{0,2}$, і йому передують розвинені пластичні деформації.

Про настання граничного стану, вичерпання ресурсу та необхідність припинення експлуатації елементів рухомого складу можуть свідчити:

- поява на поверхні деталей (елементі конструкції) будь-яких тріщин;
- незворотні формозміни конструкції та її елементів, викликані пластичними деформаціями, не передбаченими проектною документацією та що призводять до виходу конструкції з ладу (відмови);
- перевищення рівня вимірювача (наприклад, кілометрів пробігу, тонно-кілометрів пропущеного залізничним шляхом тоннажу) або числа повторень (циклів) навантаження допустимого значення, визначеного на стадії проектування.

У разі передчасного вичерпання ресурсу експлуатації через недоліки конструкції, потрібна, як правило, реконструкція (модернізація, вдосконалення). Недоліки (порушення норм) експлуатації можуть також суттєво скорочувати ресурс експлуатації та призводити до виникнення дефектів суцільності металу. Відновлення ресурсу в цьому випадку можливе з використанням ремонтної технології або шляхом заміни пошкодженого елемента конструкції. Узагальнений алгоритм робіт з оцінки та управління ресурсом представлений у формі блок-схеми рисунку 1.56.

Міцність та ресурс конструкції визначаються, головним чином, рівнем та характером механічних напружень. При статичному навантаженні дослідження напружено-деформованого стану (НДС) можна проводити розрахунковими методами, зазвичай методом кінцевих елементів, що володіє достатньою для інженерної практики точністю. Оцінку характеристик НДС елементів конструкції виконують на основі сукупності наявних даних про фізико-механічні

властивості матеріалів, конструктивні особливості, навантаження та впливів на об'єкт. Для деталей складної форми, що мають концентратори напружень, що зазнають динамічних і температурних силових впливів, доцільні також експериментальні методи.

При можливості наявності у конструкції невиявлених пошкоджень, що розвинулися при експлуатації, ресурс конструкції визначається з урахуванням можливого зростання цих пошкоджень з використанням методів механіки руйнувань. Завдання може вирішуватися, як у детермінованій, так і у ймовірнісній постановці. Використовуються результати дефектоскопічного контролю та металографічних досліджень, враховуються механічні властивості та граничні стани сталей, що використовуються, у широкому діапазоні статичних, циклічних та ударних впливів при температурах від +50 до -60°C.

Оцінка показників ресурсу об'єкта, що досліджується, полягає у розрахунково-експериментальному визначенні напрацювання об'єкта від початку експлуатації (початковий ресурс) чи моменту проведення відповідного планового контролю (залишковий ресурс) до моменту переходу в граничний стан. Для оцінки рівня пошкоджень, вже накопичених конструкцією, та для отримання прогнозних оцінок використовуються дані про рівень навантаженості за попередній та на прогнозний період експлуатації.

Наведений алгоритм робіт щодо оцінки та управління ресурсом, також застосовується для визначення рівня пошкоджень конструкцій вантажних вагонів.

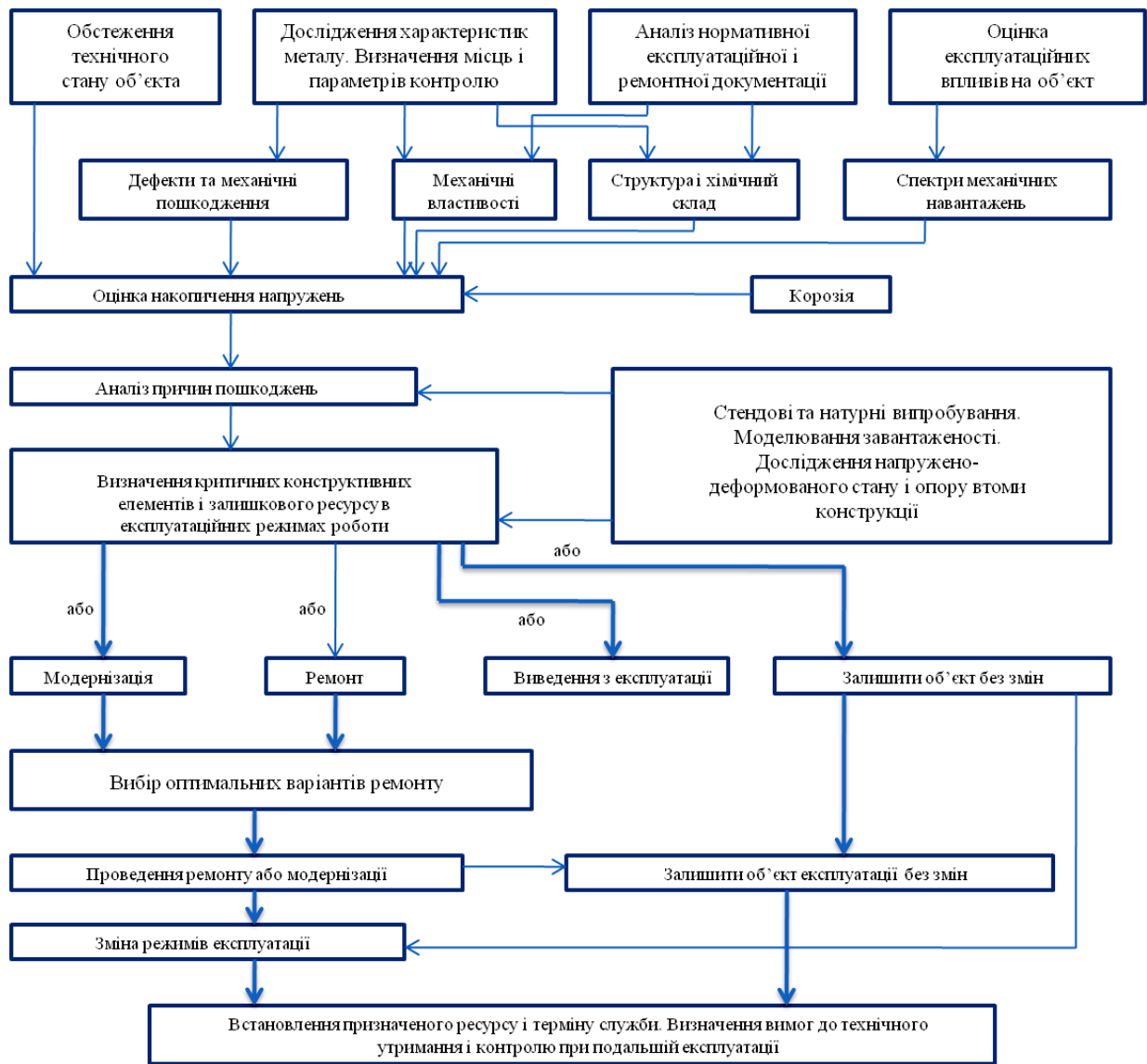


Рисунок 1.56 – Узагальнена структура (алгоритм) робіт з оцінки та управління ресурсом

Для отримання розрахункової оцінки працездатності та ресурсу конструкції враховується система розрахункових критеріїв, що відображає різноманітність механізмів деградації властивостей матеріалу конструкції в процесі виготовлення та експлуатації: міцності, стійкості, довговічності, зростання тріщин втомі. У міру витрачання вихідного ресурсу конструкції, можливі заходи щодо його продовження. Ресурс може оцінюватися за часом експлуатації та за кількістю циклів впливу. При проектуванні зазвичай призначається термін служби. Його встановлюють за усередненими значеннями параметрів навантаженості, умов експлуатації, технологій утримання та

ремонтів. Однак відомо, що, залежно від умов експлуатації, фактичний термін буває більшим і меншим. Змінюючи умови та режими експлуатації, проводячи інші заходи, можна регулювати закладений під час проектування термін експлуатації.

Методологія та процедура визначення ресурсу конструкцій локомотивів та вагонів (вихідного, залишкового) характеризується такими основними положеннями:

- аналіз технічної документації даних експлуатації;
- виявлення та аналіз пошкоджень, встановлення їх механізму та визначальних параметрів;
- експертне обстеження (контроль) технічного стану об'єкта, а також елементів несучих конструкцій та вузлів.

Експертне обстеження проводять з метою отримання інформації про фактичний технічний стан об'єкта на даний момент часу. Такою інформацією можуть бути:

- механічні характеристики матеріалів, такі як межа витривалості, межа плинності, межа міцності, твердість;
- геометричні розміри несучих конструкцій;
- результати розрахунково-експериментальних досліджень стану конструкцій;
- причини утворення та зростання виявлених тріщин, дефектів та ушкоджень.

Відповідно до результатів випробувань та розрахунків напружено-деформованого стану конструкцій та характеристик матеріалів уточнюються механізми пошкоджень та параметри технічного стану, визначаються критерії граничних станів. Залишковий ресурс конструкції визначається прогнозуванням його технічного стану до її граничного стану. Підбір методу розрахунку ресурсу визначається достовірністю та точністю одержуваних даних, а також вимогами достовірності та точності прогнозованого ресурсу конструкції та ризику його подальшої експлуатації, наявності системи контролю за його технічним станом. Основним показником ресурсу приймається гамма-відсотковий ресурс, що задається чисельними значеннями напрацювання (км пробігу, число циклів до руйнування) вираженої у відсотках ймовірності того, що протягом цього

напрацювання граничний стан не буде досягнуто. Ця можливість визначається залежно від функціонального призначення, рівня відповідальності та режиму експлуатації об'єкта. Для унікальних та особливо відповідальних об'єктів, достроковий вихід із ладу яких може призвести до значних економічних втрат, її значення має становити не менше 99 %. Для об'єктів ремонту рекомендується визначати показник ресурсу до планового ремонту. Рішення про можливість подальшої експлуатації такого об'єкта або його ремонт, зниження робочих параметрів, модернізацію, списання приймається на підставі даних щодо оцінки технічного стану об'єкта та ресурсу.

Накопичення втомних пошкоджень в матеріалі деталей, схильних до багато циклового навантаженню у гігацикловій ($N_G > N_0$) області (таких як шкворневий вузол, рама візка, вісь і колесо колісної пари та ін..) характеризується кривою втоми, представленою двома похилими гілками (рис.1.57). Вони представляються рівняннями виду $\sigma_{ai}^m \cdot N_i = const$ згідно гіпотезі лінійного сумування ушкоджень.

З рівняння другої похилої гілки кривої втоми:

$$\sigma_{-1\vartheta}^{m_2} \cdot N_0 = \sigma_{ae}^{m_2} \cdot N_p \quad (1.28)$$

Знаходимо

$$N_p = \left(\frac{\sigma_{-1\vartheta}}{\sigma_{ae}} \right)^{m_2} \cdot N_0 = n_\sigma^{m_2} \cdot N_0 \quad (1.29)$$

де m_2 – показник нахилу кривої втоми (при відомій величині m_1 , $m_2 = 2m_1 - 1$);

N_p – кількість циклів навантаження конструкції до граничного стану;

$\sigma_{-1\vartheta}$ – межа витривалості деталі для заданої ймовірності не руйнування (P);

$\bar{\sigma}_{-1\vartheta}$ – середнє значення межі витривалості.

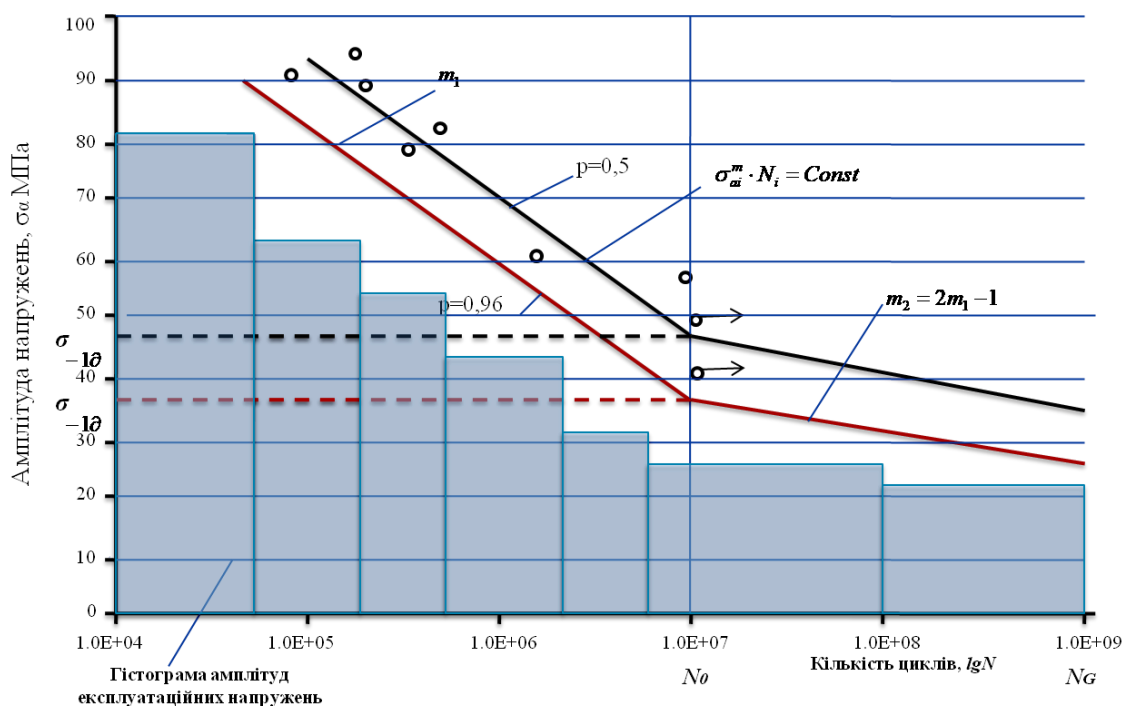
$$\sigma_{-1\vartheta} = \bar{\sigma}_{-1\vartheta} (1 - U_p \cdot \vartheta_{-1}) \quad (1.30)$$

$N_0 = 5 \cdot 10^6 \dots 10^7$ – кількість циклів, відповідна фактичній точці зламу кривої втоми;

σ_{ae} – еквівалентна амплітуда динамічних напружень в конструкції від напружень, які виникають при русі рухомого складу.

$$\sigma_{ae} = \sqrt[m]{\frac{N_{\Sigma}}{N_0} \left[\sum (K_{y_{ij}} P_{Vi} \cdot \sum \sigma_{ai}^m \cdot P_{\sigma i}) \right]} \quad (1.31)$$

де m – показник нахилу кривої втоми (для зварювальних конструкцій $m=4-6$);



m_1, m_2 – показники кута нахилу кривої втоми; N_0, N_G – бази випробувань;
 $\sigma_{1-\delta}$ – межі витривалості деталі при ймовірності неруйнування $P=0,5$ і $P=0,96$
 відповідно

Рисунок 1.57 – Крива втоми

Сумарна кількість циклів напружень від дій експлуатаційних навантажень за термін служби (років):

$$N_{\Sigma} = f_e \cdot \frac{365 \cdot 10^3}{V} \cdot L \cdot \tau_{cc}^p \quad (1.32)$$

K_{yuj} – середня частка протяжності ($j=1$), кривих ділянок шляху ($j=2$) і стрілок ($j=3$) в загальній довжині залізничних колій.

Ефективна частота процесу навантаження, враховуючи частки кожного рівня частоти f_i на кожній швидкості руху:

$$f_e = \sum f_i \cdot P_{vi} \quad (1.33)$$

L – середньодобовий пробіг рухомого складу, км/год.;

V – розрахункова середня технічна швидкість руху, м/с;

P_{vi} – частка руху локомотиву з i -ю швидкістю;

$P_{\sigma i}$ – ймовірність появи амплітуди напруження i -го рівня.

Розрахувавши коефіцієнт запасу опору втоми \bar{n}_{σ} і прийняв його за середнє значення, визначимо величину n_{σ} із заданою ймовірністю (надійністю).

При збільшенні N_{Σ} підвищується рівень σ_{ae} , що призводить до зменшення коефіцієнта запасу n_{σ} (рис.3.)

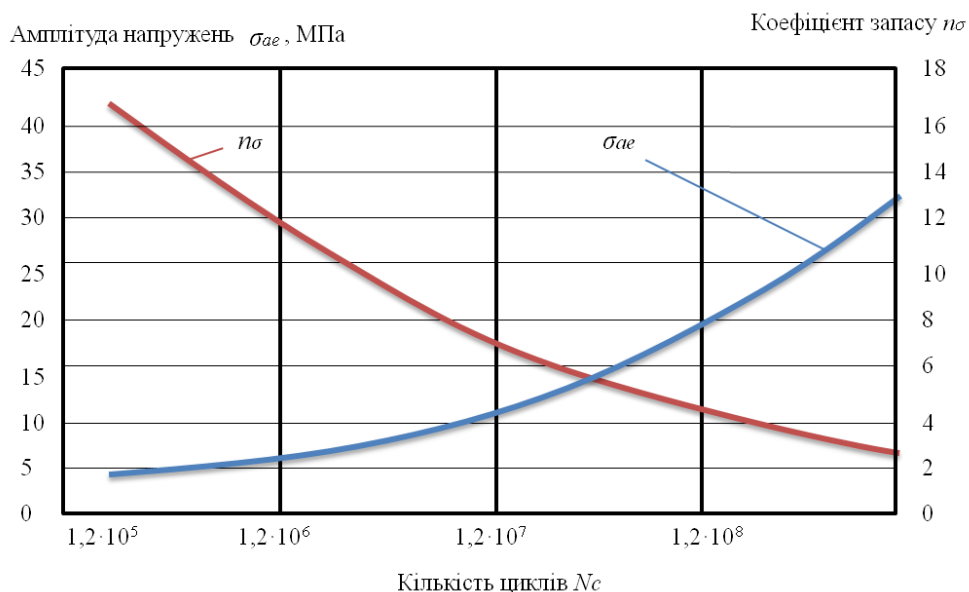


Рисунок 1.58 – Залежність між коефіцієнтом запасу опору втоми та величиною еквівалентних динамічних напружень

Визначаємо відповідний запас за довговічністю n_N за залежністю $n_N=f(n_\sigma)$ (рис.1.59), допустиме число циклів навантаження деталі (ресурс за числом циклів):

$$[N] = \frac{N_p}{n_N} \quad (1.34)$$

Визначаємо строк безпечної експлуатації рухомого складу. При річному пробігу $L_1=L \cdot 365$, і відповідній кількості циклів $N_1=10^3 \cdot f/V$ знаходимо:

$$[\tau_e] = \frac{[N]}{N_1} \text{ років.} \quad (1.35)$$

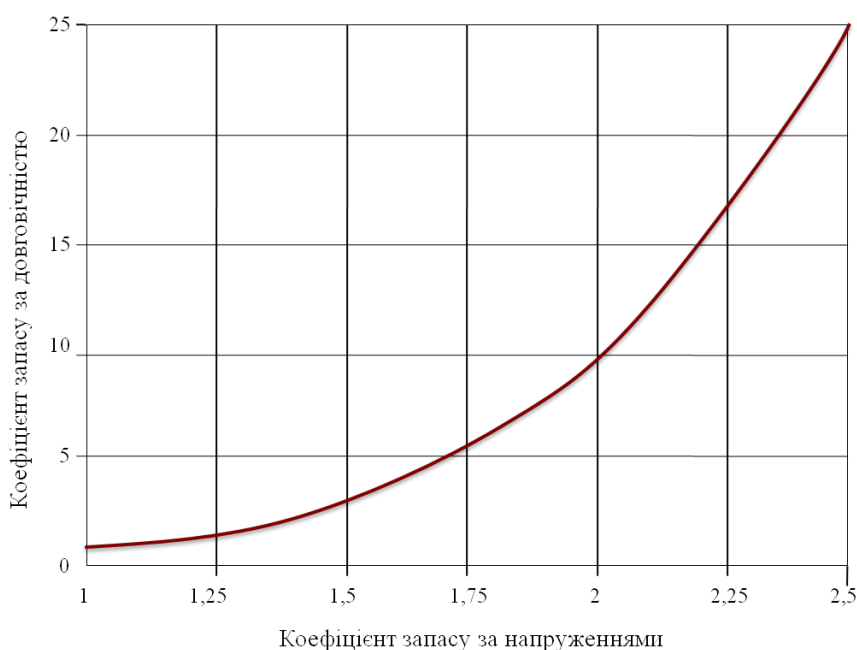


Рисунок 1.59 – Залежність між коефіцієнтами запасу за напругою та довговічністю

Пропоновані методи можуть використовуватися для розрахунку ресурсу деталей на стадії проектування та в процесі експлуатації з метою оцінки залишкового ресурсу та встановлення продовженого терміну служби. Важливим фактором накопичення пошкоджень у конструкціях вантажних вагонів є ударні

навантаження, тому у вагонобудуванні для визначення терміну служби (T_κ) застосовується формула:

$$T_\kappa = \frac{\left(\frac{\sigma_{aN}}{[n]}\right)^{m_1} \cdot N_0}{N_{c1} \sum_j (\sigma_{aj})^{m_1} \cdot P_{\sigma_j} + N_{c2} \sum_i (\sigma_{ai})^{m_1} \cdot P_{\sigma_i}} \quad (1.36)$$

де N_{c1} – кількість циклів амплітуд динамічних напружень (σ_{aj}) в елементах, що досліджуються, конструкції вагону, наведених до еквівалентного симетричного циклу виходячи з ушкоджуючої дії нормативного розподілу поздовжніх сил за один рік експлуатації;

N_{c2} – кількість циклів амплітуд напружень (σ_{ai}) від динамічних впливів при русі вагону за один рік експлуатації;

σ_{aN} – межа витривалості елемента конструкції, що досліджується;

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу опору втоми елемента конструкції, що досліджується.

Запропоновані методи обчислення ресурсу на основі виправленої лінійної гіпотези про накопичення пошкоджень у матеріалі:

- відповідно до допустимої ймовірності руйнування за допомогою вторинної кривої втоми з горизонтальною або похилою правою гілкою, враховуючи дисперсію параметрів навантаження та характеристики опору втоми матеріалу;
- на основі аналітичного вирішення рівняння кривої втоми, представленого двома похилими гілками, що характеризують накопичення пошкодження на різних ділянках навантажувальних деталей. Запропоновано визначення та облік у розрахунках ресурсу кількості циклів пошкодження операційних напружень відповідно до їх частки у фактичних реалізаціях процесів.

1.9 Цільова функція створення систем та засобів оціночного контролю технічного стану рухомого складу залізниць

Цільова функція створення систем та засобів оціночного контролю технічного стану рухомого складу залізниць має бути спрямована на досягнення оптимального балансу між безпекою, ефективністю та економічністю. Розроблена структура цільової функції наведена нижче.

Цільова функція (мінімізація):

$$F = w_1 * R + w_2 * C + w_3 * T + w_4 * E + w_5 * A \quad (1.37)$$

де:

F - цільова функція (мінімізація).

R - ризик виникнення аварійних ситуацій (коефіцієнт).

C - вартість впровадження та експлуатації системи (грн).

T - час, необхідний для проведення контролю (хв).

E - витрати енергії на проведення контролю (кВт*год).

A - точність та достовірність результатів контролю (коефіцієнт).

w_1, w_2, w_3, w_4, w_5 - вагові коефіцієнти, що визначають пріоритетність кожного фактора.

Пояснення до факторів:

- ризик виникнення аварійних ситуацій (R). Цей фактор відображає ймовірність виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних з технічним станом рухомого складу. Мінімізація цього фактора є ключовою для забезпечення безпеки залізничних перевезень. Для оцінки ризику можна використовувати статистичні дані, результати моделювання та експертні оцінки.

- вартість впровадження та експлуатації системи (C). Цей фактор відображає витрати на закупівлю обладнання, його встановлення, навчання персоналу, технічне обслуговування та інші витрати. Мінімізація цього фактора є важливим для забезпечення економічної ефективності системи.

- час, необхідний для проведення контролю (T). Цей фактор відображає час, необхідний для проведення контролю технічного стану рухомого складу. Мінімізація цього фактора дозволяє підвищити пропускну здатність залізничної інфраструктури та скоротити час простою рухомого складу.

- витрати енергії на проведення контролю (E). Цей фактор відображає витрати енергії, необхідні для роботи обладнання системи контролю. Мінімізація цього фактора сприяє зниженню експлуатаційних витрат та зменшенню впливу на навколишнє середовище.

- точність та достовірність результатів контролю (A). Цей фактор відображає точність та достовірність результатів контролю, отриманих за допомогою системи. Максимізація цього фактора є важливою для забезпечення надійності системи та прийняття обґрунтованих рішень. Для оцінки точності та достовірності можна використовувати метрологічні характеристики обладнання, результати порівняльних випробувань та експертні оцінки.

Вагові коефіцієнти (w_1, w_2, w_3, w_4, w_5). Вагові коефіцієнти визначають відносну важливість кожного фактора. Значення коефіцієнтів можуть змінюватися залежно від конкретних вимог та пріоритетів проекту.

Додаткові аспекти. Цільова функція може бути доповнена іншими факторами, такими як екологічна безпека, зручність використання, інтеграція з існуючими системами та інші. Для оптимізації цільової функції можна використовувати методи математичного моделювання, статистичного аналізу та штучного інтелекту. Необхідно враховувати ДСТУ, та інші нормативні документи.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 1

У ході виконання першого етапу науково-дослідної роботи встановлено, що основною причиною аварійних ситуацій є незадовільний технічний стан рухомого складу та недоліки існуючих систем контролю.

Розроблено та обґрунтовано теоретичні засади функціонування систем контролю технічного стану. Сформовано модель, яка включає класифікацію дефектів та методів їх виявлення. Обґрунтовано параметри цільової функції, що дозволяє оптимізувати створення систем за критеріями якості та вартості.

Аналіз статистичних даних показав, що найбільш вразливими є вантажні вагони в порожньому стані та локомотиви з великим терміном експлуатації. Виявлено закономірності виникнення динамічних сил у системі «колесо-рейка», що призводять до сходів.

Визначено основні напрямки вдосконалення теплового контролю гальмівних систем рухомого складу. Розроблено математичний апарат для оцінки похибок вимірювальних систем у польових умовах. Встановлено взаємозв'язок між періодичністю обслуговування та кількістю непланових ремонтів локомотивів.

Доведено переваги безконтактних методів контролю перед традиційними способами огляду. Сформовано вимоги до метрологічного забезпечення нових засобів діагностики. Обґрунтовано вибір інформативних ознак для ідентифікації передаварійних станів вузлів.

Визначено перелік пріоритетних вузлів для першочергового оснащення системами моніторингу. Встановлено, що інтеграція нових систем вимагає гармонізації з європейськими технічними регламентами. Розроблено рекомендації щодо використання тензометрії для оцінки силової дії на колію. Обґрунтовано економічну ефективність переходу до предиктивного обслуговування рухомого складу. Створено науковий заділ для подальшого проектування та лабораторних випробувань систем контролю.

2 СТВОРЕННЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ РІШЕНЬ З ВИГОТОВЛЕННЯ СКЛАДОВИХ НЕСІВНИХ СИСТЕМ УНІВЕРСАЛЬНИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З КОМПОЗИТІВ

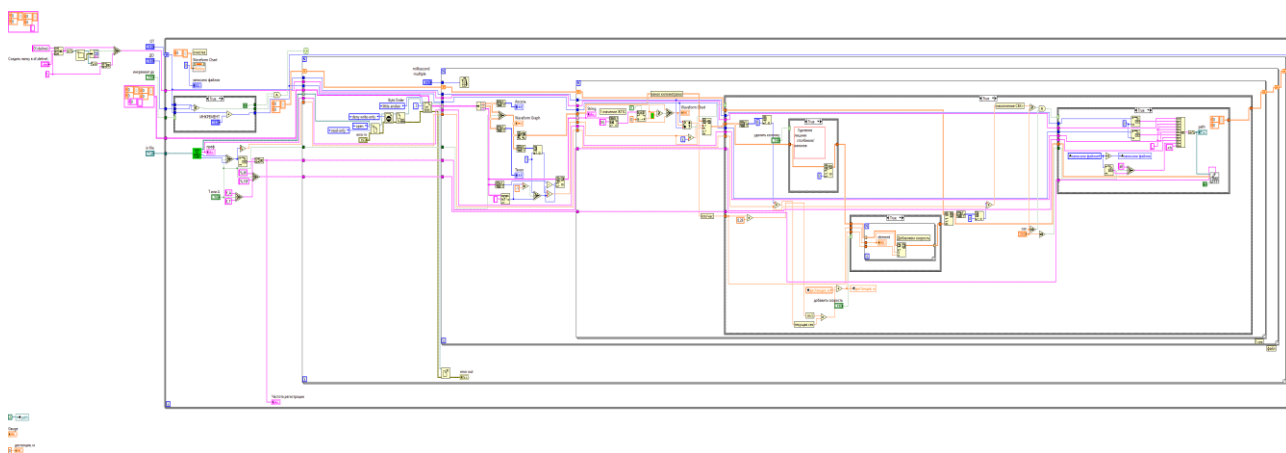
2.1 Математичне забезпечення з визначення показників безпеки та технічного стану вантажних вагонів

Програмне забезпечення оцінки отриманих [15] експериментальних даних показників якості руху розроблено в програмній оболонці LabView.

В програмній системі LabView реалізовано процес проведення поглибленої обробки результатів ходових динамічних випробувань для виявлення зв'язків між коливальними процесами несучих конструкцій, оцінка частот при яких відбувається взаємодія між ними та рівні взаємодії.

Обробка результатів випробувань полягає у виконанні кореляційного та спектрального аналізу процесів, досліджених для різних елементів несучих конструкцій. Виміряні в процесі випробувань величини складаються в багатовимірний часовий ряд $X(t) = \begin{bmatrix} X_1(t) \\ X_p(t) \end{bmatrix}$, у якого кожний рядок $X_p(t) = [x_{p1} \dots x_{pn} \dots x_{pN}]$ – одновимірний ряд одного вимірювального каналу.

На рисунку 2.1а та 2.1б приведено блок-схему розробленого програмного забезпечення для оцінки отриманих експериментальних даних показників якості руху та складається з 5 основних блоків.



б)

Рисунок 2.1 – Схема програмного забезпечення для оцінки отриманих експериментальних даних

В блоці 1 задаються вхідні параметри обробки результатів та вказується місце створення результуючого файлу (рис. 2.2).

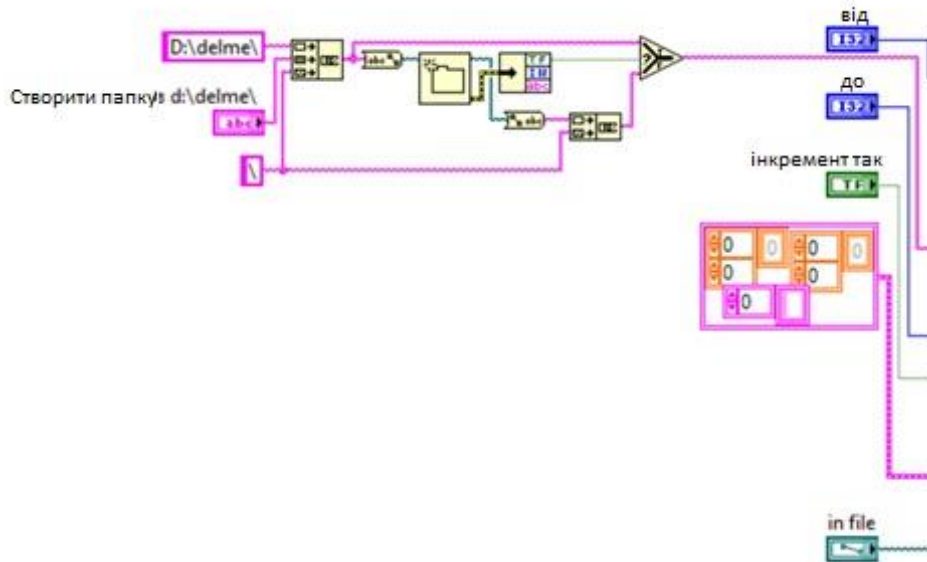


Рисунок 2.2 – Схема блоку 1

В блоці 2 виконується зчитування первинних даних бінарного виду з первинних файлів. Перетворення даних з бінарного виду в текстовий та числовий (рис. 2.3)

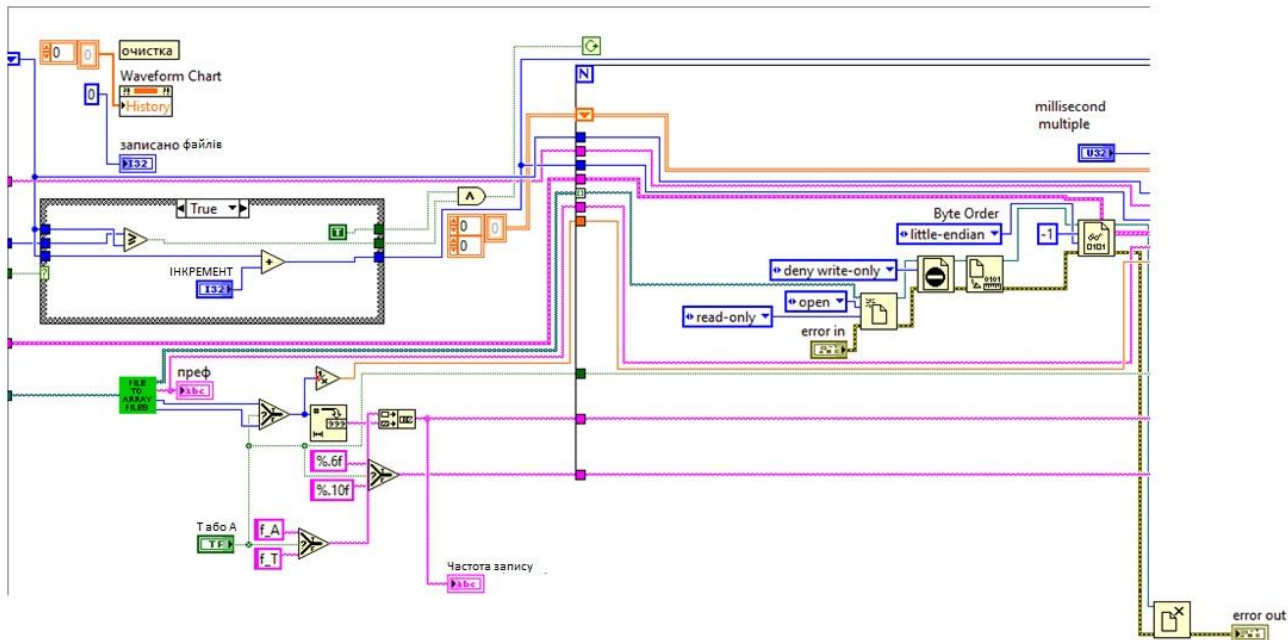


Рисунок 2.3 – Схема блоку 2

В блоці 3 відбувається визначення масиву даних який використовується в подальшій роботі (стільки отримано значень тензорезисторів, акселерометрів,

GPS). Визначається кількість прийнятих значень GPS у співвідношенні до кількості значень отриманих від тензорезисторів та акселерометрів, формується масив значень які приходять на одне значення GPS (рис. 2.4).

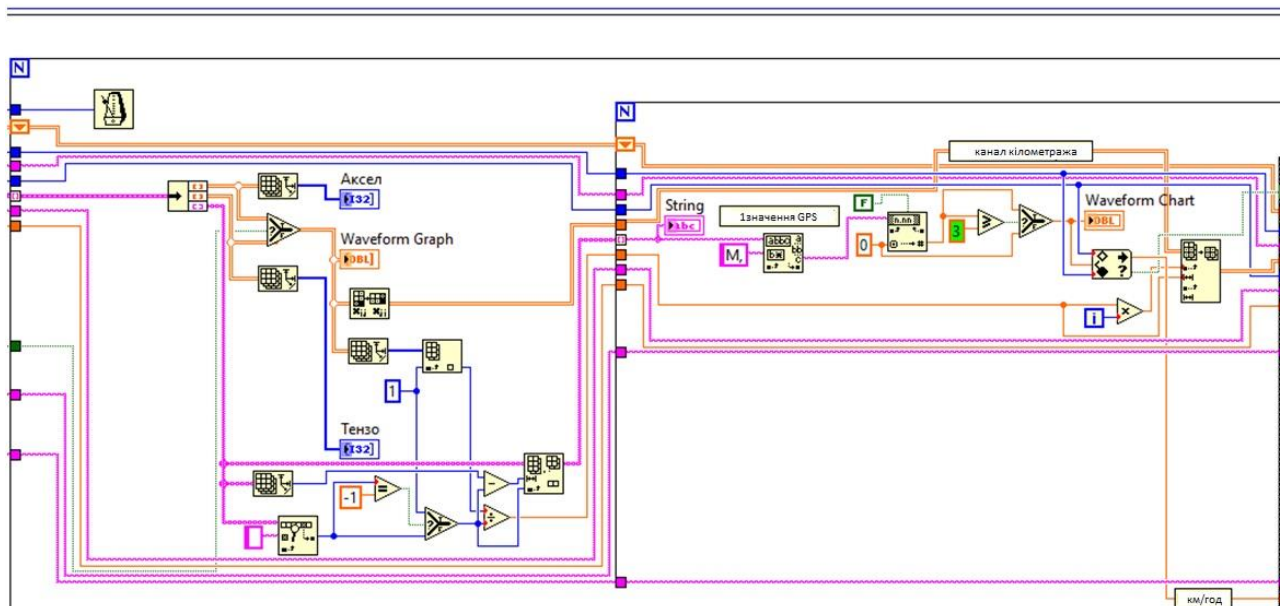


Рисунок 2.4 – Схема блоку 3

У блоці 4 відбувається наповнення масиву даних які відповідають задним вимогам до обробки у блоці 1 діапазони швидкості, кількість значень на діапазон та ін. (рис. 2.5).

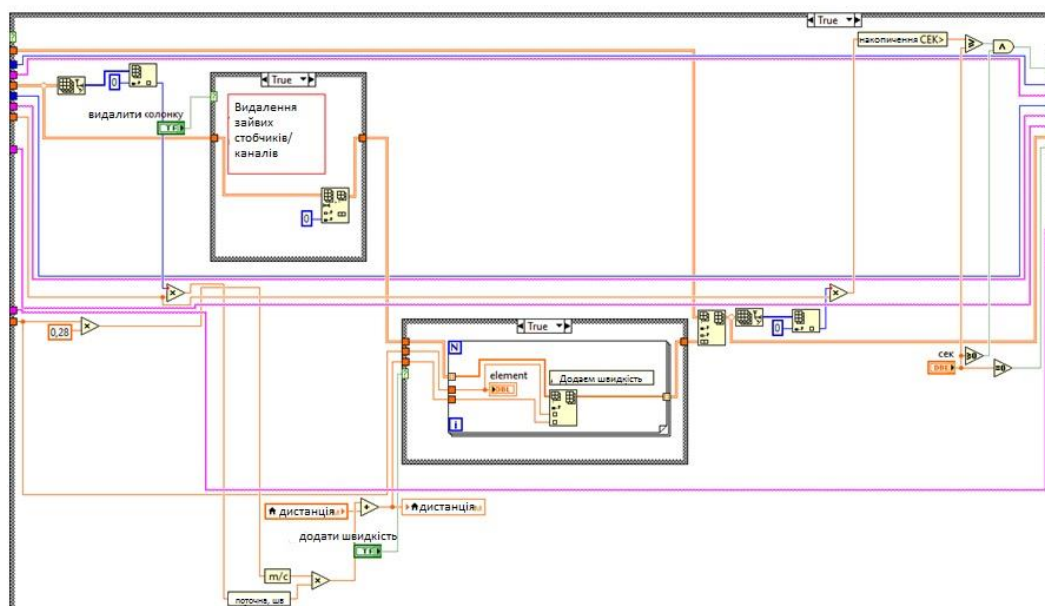


Рисунок 2.5 – Схема блоку 4

В блоці 5 (рис. 2.6) записується результуючий файл по накопиченому масиву даних в блоці 4 в текстовому вигляді та представляє собою осцилограму (рис. 2.7).

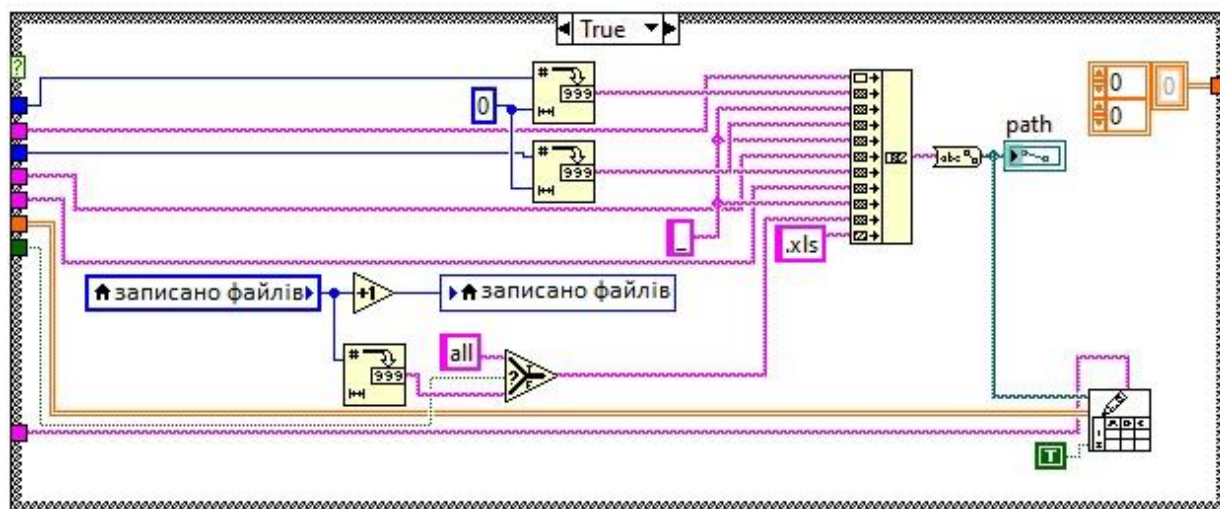


Рисунок 2.6 – Схема блоку 5

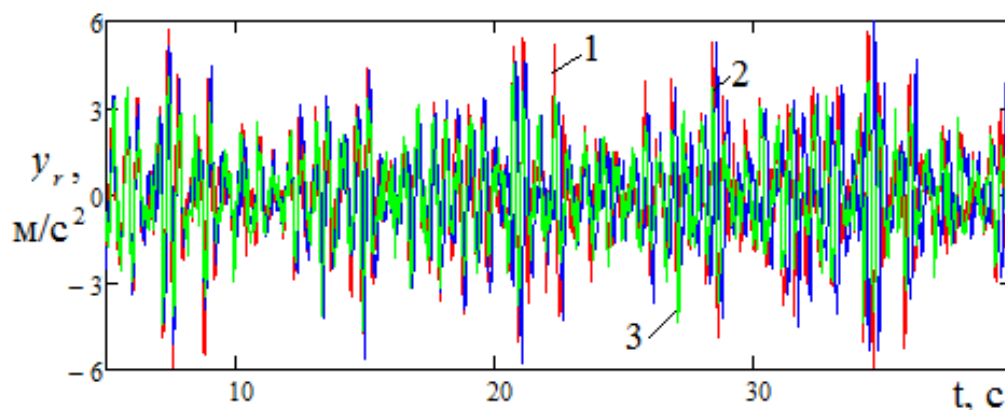


Рисунок 2.7 – Приклад осцилограми результуючого файлу з вимірювання прискорень

Далі результуючий файл необхідно піддати фільтруванню лінійним цифровим фільтром.

Для оцінки показника плавності рухомого складу використовується розроблений спеціалізований програмний модуль в програмній оболонці LABVIEW.

Програмний модуль представляє собою закінчений додаток, вхідними даними якого являються відцифровані осцилограми отримані від датчиків прискорення та зареєстровані програмно апаратним реєстратором на базі програмованого контролера після первинної обробки.

Результатом являється значення показника плавності W для вхідної реєстрації.

Вхідні дані для роботи додатку представлені у вигляді двомірного масиву (i, j) , де колонка це номер вимірювального каналу, а строчка - представлена функцією $F(t)$.

Загальний вигляд блок-діаграми LabVIEW приведено на рисунку 2.8.

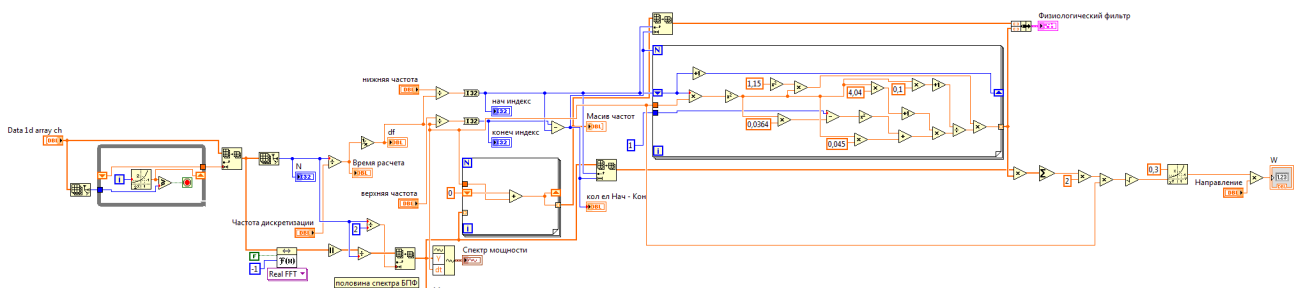
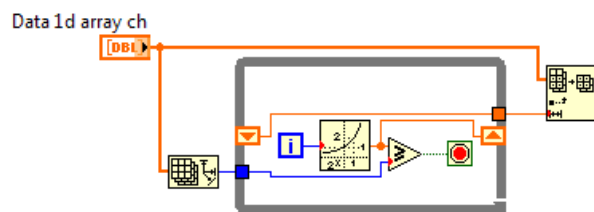


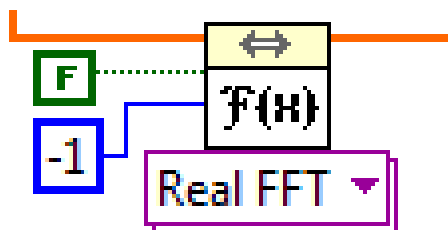
Рисунок 2.8 – Блок-діаграма розробленого фільтра

Алгоритм роботи додатку наступний:

Визначається розмір вхідного блоку для розрахунків. Розмір вхідного блоку визначається числом за основи 2.



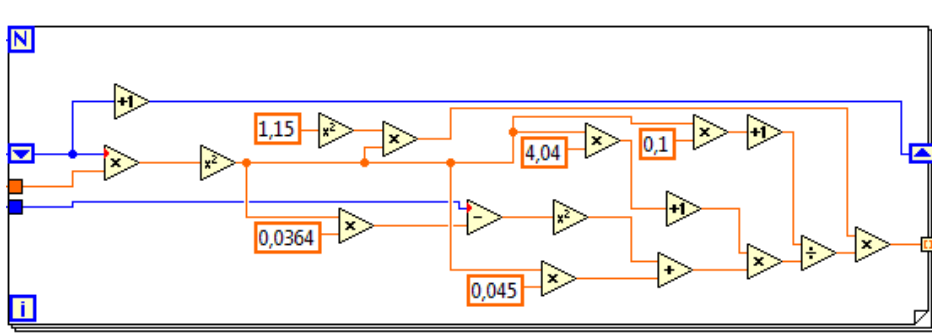
За допомогою вбудованої функції LABVIEW виконується перетворення Фур'є для побудови спектру потужності.



На основі перетворення Фур'є будуються масиви частот та масив даних в заданому діапазоні частот від 0,5 Гц до 20 Гц.

Розраховуються значення нормованої амплітудно-частотної характеристики коригуючого фільтра $q_n(f)$ за формулою:

$$q_n(f) = 1.15f \sqrt{\frac{(1+0,1f^2)}{(1+4,04f^2)((1+0,0364f^2)^2+0,045f)}} \quad 2.1$$



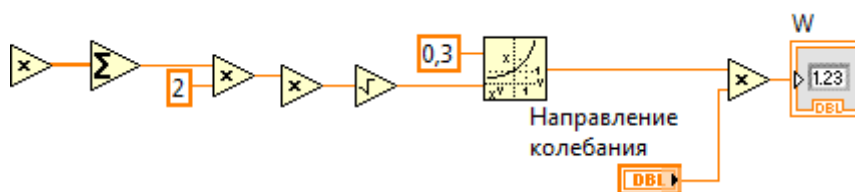
Кінцевий показник плавності ходу W для вхідного масиву обчислюють за формулою:

$$W = \alpha \cdot \tilde{a}_k^{0.3}$$

де $\alpha=4,346$ для вертикальних коливань;

$\alpha=4,676$ для горизонтальних (поперечних) коливань;

$\tilde{a}_k^{0.3}$ - середнє квадратичне значення віброприскорення на виході коригуючого фільтра, m/s^2



Для оцінки показників безпеки та якості руху рухомого складу використовується функція цифровий фільтр Баттерворта програмної оболонки LABVIEW (рис. 2.9).

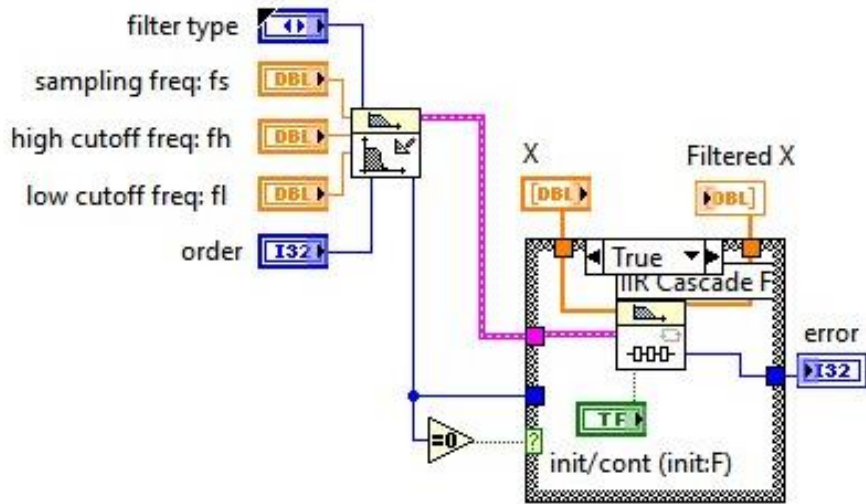


Рисунок 2.9 – Блок-діаграма фільтра Баттерворта

Функція передачі фільтра Баттерворта приведена нижче:

$$K(\omega) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^{2n}}}, \quad (2.2)$$

де ω_0 - частота зрізу (вона складає 1 рад/с), n – порядок фільтра.

Коефіцієнт передачі на 0 часто складає 1, на частоті зрізу не залежачи від порядку фільтра є $1/\sqrt{2} = 3\text{дБ}$. При ω яка наближається до ∞ АЧХ наближається до нуля. АЧХ фільтра Баттерворта є максимально плоскою при $\omega=0$ та $\omega = \infty$. В цілому АЧХ спадає від 1 до 0 при зміні частоти від 0 до ∞ (рис. 2.10).

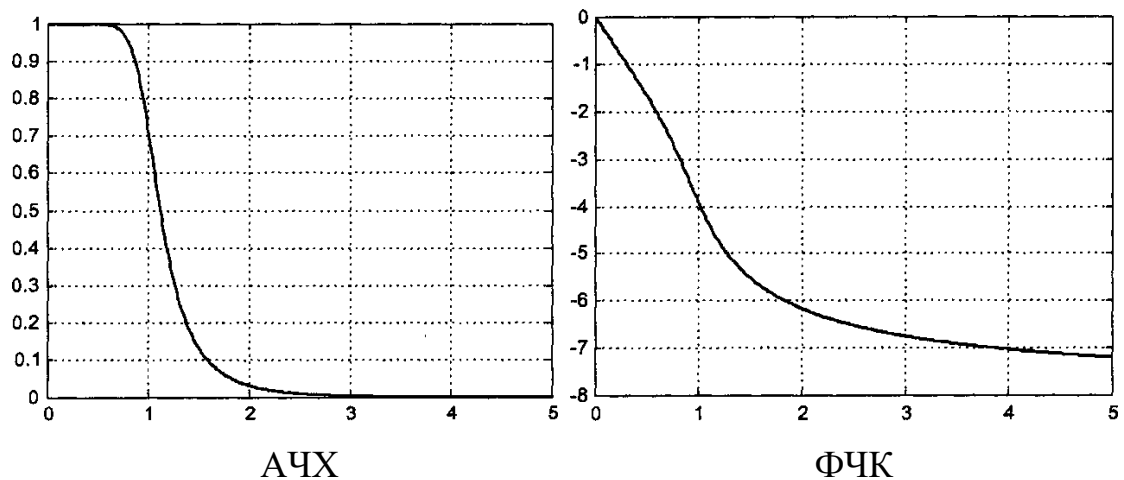
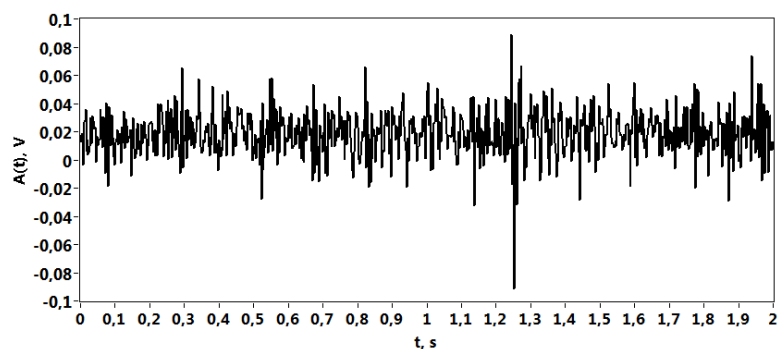
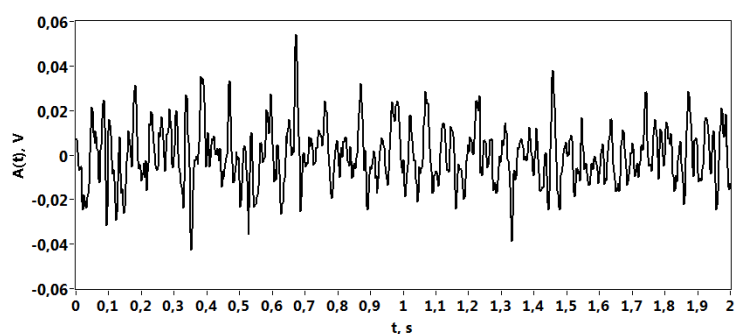


Рисунок 2.10 – Характеристика фільтра Баттерворта

На рисунку 2.11 наведені результати фільтрації сигналу, до фільтрації (рис. 2.11 а) і після (рис. 2.12 б) проходження фільтра.



а)



б)

Рисунок 2.12 – Приклад роботи фільтра

2.2 Програмне забезпечення для збору та реєстрації показників безпеки та технічного стану вагонів

Програмне забезпечення системи збору та реєстрації даних виконує реєстрацію, зберігання та візуалізацію зміни інформаційних каналів (акселерометри, тензорезистори). Для аналізу впливу швидкості руху на зміну досліджувальних параметрів використовуються показання модуля GPS.

На рисунку 2.13 приведена блок-схема системи збору та реєстрації вимірюваних параметрів.

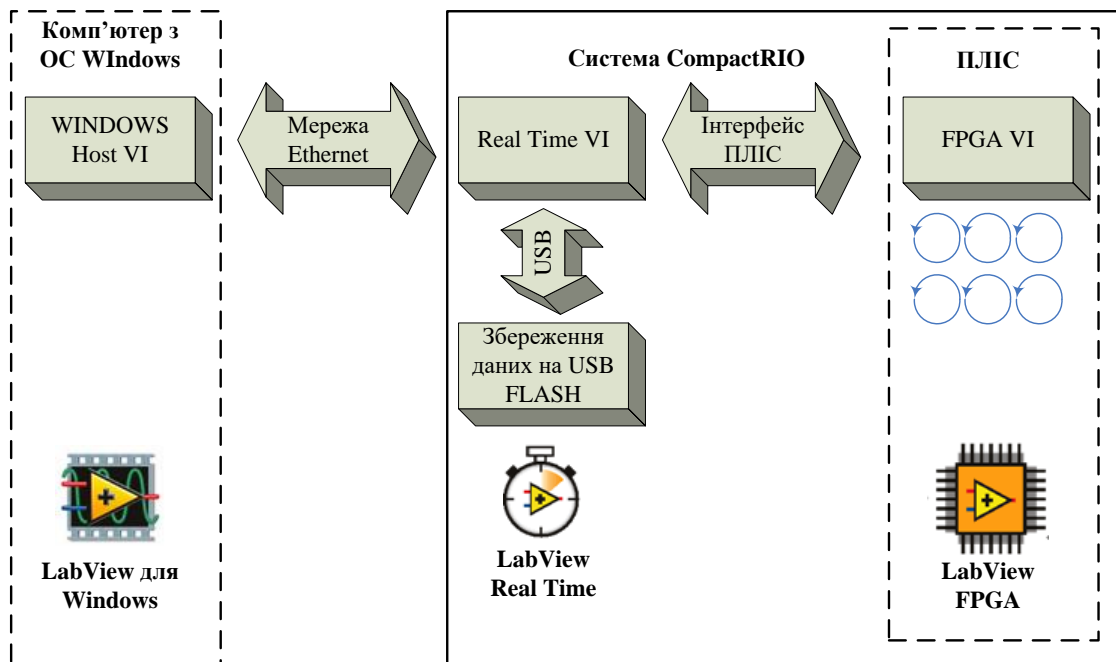


Рисунок 2.13 – Загальна схема системи збору та реєстрації вимірюваних параметрів

Розроблена підсистема збору забезпечує роботу контролера CompactRIO з шасі на 8 модулів зі вбудованою програмованою логічною інтегральною схемою (ПЛІС) та - двох універсальних модулів АЦП 9205 з максимальною частотою дискретизації 250 кГц і п'яти модулів тензометрії 9237 з максимальною частотою 50 кГц на канал, модуля-приймача сигналу GPS.

Завдяки вбудованій ПЛІС, CompactRIO має можливість реалізовувати алгоритми обробки вимірювальних даних на апаратному рівні з детермінованим часом виконанням 25 нс без перенесення завантаження на центральний процесор контролера. Типове облаштування CompactRIO включає контролер з операційною системою реального часу PharLab або VxWorks, шасі і модулів введення-виведення. Шасі несе на собі ядро ПЛІС, безпосередньо з'єднується з універсальними або спеціалізованими модулями введення-виведення, що мають вбудовані засоби узгодження і обробки інформаційних сигналів. Існують різні моделі шасі, що мають різну кількість слотів для модулів і відрізняються за характеристиками мікросхем ПЛІС.

Завдяки автономності, апаратним і масово-габаритним характеристикам, а також можливості роботи в несприятливих умовах, CompactRIO може бути використаний для вирішення широкого спектру завдань щодо збору вимірювальної інформації і управління процесами.

Більшість програмного забезпечення для CompactRIO розробляється за схемою, яка передбачає його умовне розділення на три рівні: віртуальний прилад HOST VI на ПК, що управляє, з ОС Windows, RT VI на контролері з ОС реального часу і FPGA VI на ПЛІС, що не має власної ОС, оскільки логіка роботи програми реалізувалася безпосередньо на апаратному рівні. Кожен з представлених рівнів має свій специфічний функціонал і реалізує окремі функції системи в цілому [61].

Типові завдання, що виконуються за допомогою HOST VI на комп'ютері Windows :

- збереження даних на комп'ютері і доступ до баз даних;
- інтеграція із зовнішніми інформаційними системами;
- організація інтерфейсу.

Типові завдання, що виконуються в RT VI на контролері реального часу:

- обробка даних;
- управління;
- збереження даних у вбудованій пам'яті контролера і на зовнішніх носіях.

Типові завдання, що виконуються в FPGA VI на ПЛІС :

- операції введення-виведення;
- апаратного тактування і управління процесом взаємодії з устаткуванням;
- низькорівнева обробка вимірювальних сигналів.

ПЛІС є мікросхемою, функціональність якої визначається при програмуванні або «конфігурації», що є поширенішим терміном при роботі з цим класом інтегральних схем. Пакет LabView FPGA Module є доповненням до програмного середовища LabView, що дозволяє задавати логікові роботи ПЛІС у вигляді звичайного віртуального пристрою замість її програмування з використанням спеціалізованої мови VHDL. Цей пакет дозволяє створювати

програми з синхронними і асинхронними паралельними циклами, що виконуються на апаратному рівні, і забезпечує детермінований за часом збір і аналіз даних.

Програмний пакет LabVIEW FPGA Module повністю бере на себе багатоступінчастий процес перетворення віртуального приладу у бінарний код ПЛІС. На першому етапі віртуальний прилад конвертується в текстовий код на мові VHDL, яка після цього компілюється стандартним промисловим компілятором Xilinx ISE у бінарний вигляд. В процесі компіляції відбувається оптимізація коду за швидкістю виконання і кількістю задіяних логічних вентилів.

Результатом компіляції є бінарний файл (bitstream file), який повністю визначає конфігурацію ПЛІС. При запуску програми бінарний файл завантажується на шасі, тобто відбувається процес конфігурації ПЛІС. Бінарний файл може бути записаний у вбудовану флеш-пам'ять і автоматично завантажуватися при включенні системи. При відключенні живлення конфігурація не зберігається, тому після повторного включення бінарний файл має бути завантажений знову. При відповідному налаштуванні конфігурації він може завантажуватися автоматично з флеш-пам'яті пристрою ПЛІС або програмою, за допомогою контролера.

Віртуальні прилади FPGA VI можуть виконуватися повністю, незалежно від інших компонентів системи, і зберігати працездатність навіть при збої роботи контролера. Більше того, на ПЛІС може бути організований буфер, який запобігає втраті даних в подібній ситуації.

ПЛІС призначений, насамперед, для тактування, синхронізації, управління, збору даних та попередньої цифрової обробки інформаційних сигналів, управління кожним модулем введення-виведення.

Віртуальний пристрій для контролера CompactRIO зазвичай включає два або більше циклів: цикл з критичним пріоритетом, в якому реалізуються алгоритми управління та обробки даних, і цикл з нормальним пріоритетом, який відповідає за збереження даних, віддалений web-інтерфейс і зв'язок по мережі Ethernet або шині RS-232.

Для підняття на рівень контролера реального часу даних, отриманих від модулів, платформа CompactRIO передбачає три шляхи: через елементи передньої панелі, за допомогою механізму відомого в LabView як локальні змінні (Local Variables), і через DMA FIFO буфер. Перші два підходи є порівняно простими, з точки зору реалізації, однак неоптимальними, з точки зору ефективності. Разом з тим метод DMA FIFO дозволяє без затримок приймати дані, отримані на високих частотах дискретизації з великої кількості модулів. Одна з переваг режиму DMA полягає в тому, що передача даних відбувається незалежно від центрального процесора.

Пристрої ПЛІС, що підтримують буфери DMA FIFO, мають прямий доступ до пам'яті, на відміну від інших способів, що вимагають обов'язкової участі процесора. Прямий доступ до пам'яті реалізується за допомогою захоплення шини PCI (bus mastering) пристроєм ПЛІС, при якому він отримує доступ до управління шиною, а значить, і доступ до пам'яті, минаючи процесор.

Буфер DMA FIFO складається з двох відділів: одна частина знаходиться в пам'яті ПЛІС, інша – в пам'яті контролера. На ПЛІС може здійснюватися поелементно запис або читання з буфера за допомогою методів FIFO Read і FIFO Write, а на контролері може проводитися запис або читання вибірок елементів. Зв'язок двох частин буфера здійснюється за допомогою програмно-апаратного контролера DMA. Таким чином, з точки зору програмного забезпечення, виглядають як єдиний буфер FIFO.

Віртуальний пристрій FPGA VI, розміщений на ПЛІС, реалізує функціонал ініціалізації, тактування, опитування модулів збору даних і подальшого завантаження отриманих відліків в буфер DMA FIFO. Для забезпечення детермінованої послідовності виконання команд використовується структура мови програмування в LabView «Flat Sequence Structure», в якій розташовані елементи опитування модулів і запису в буфер.

Буфер DMA FIFO циклічно опитується через інтервал часу, що задається таймером на рівні контролера реального часу, після чого відліки, отримані у вигляді цілих чисел згідно з динамічним діапазоном і розрядністю модуля збору, нормуються за значеннями прискорень і деформацій. Отримані дані подаються

на віртуальний пристрій, що забезпечує їх обробку та зберігання на зовнішньому накопичувачі, підключеному за допомогою шини USB.

Контролери CompactRIO мають вбудований USB 2.0 контролер, однак не всі накопичувачі підтримують цей стандарт, що може призвести до значних затримок записи, які, в свою чергу, призводять до переповнення DMA FIFO буфера і некоректної роботи системи в цілому. У представленій системі відсутній віртуальний прилад управління, що розміщується на персональному комп'ютері, а замість нього використовується механізм LabView Remote Panel. Дана функція реалізує так звану модель Клієнт-Сервер, де сервером служить контролер, а клієнтом - будь-який комп'ютер з встановленим LabView. За замовчуванням CompactRIO має ліцензію на одне зовнішнє підключення, проте їх кількість може бути розширена. Для активації Remote Panel на контролері необхідно в настройках проекту активувати Web-сервер і вибрати ті віртуальні прилади, до яких необхідно дозволити віддалений доступ. Дана функція дозволяє значно скоротити витрати часу, які необхідні на розробку HOST VI, проте може створювати навантаження на мережу передачі даних [15, 79].

Окрім модулів збору, для синхронізації часу і набуття значень поточної швидкості та координат, до контролера підключений також GPS-приймач, що встановлюється на шасі так само, як і стандартні модулі. Оскільки приймач виробляється сторонньою компанією, LabView Real Time Module не має стандартних засобів для отримання даних GPS, тому для взаємодії з ним використовується набір закритих віртуальних пристроїв, що встановлюються окремо. Крім того, для забезпечення коректного функціонування модуля у складі проекту в FPGA VI слід також додати SubVI, що поставляються разом з модулем. У випадку, якщо ініціалізація пройшла успішно, дані GPS представляються у вигляді кластера або безпосередньо в текстовому форматі, який може бути використаний для налагодження програмного забезпечення або виконання інших завдань.

2.3 Дослідження показників які впливають на якість руху вагона

Для дослідження динаміки вантажного вагона було обрано вагони хопери для перевезення сипучих вантажів які не потребують захисту від атмосферного впливу переобладнаних з цементовозів та мінераловозів, розроблено динамічну модель в ліцензійному програмному комплексі «UM 6.0», проведено коригування з урахуванням конструктивних особливостей переобладнаних вагонів-хоперів на візках моделі 18-100 (кузов, база вагона, центри мас) з можливістю варіації стану колії, технічного стану вагонів та маси тари.

Модель вагона побудовано з використанням підходу системи твердих тіл (СТТ), відповідно до якого досліджувана механічна система представляється набором твердих тіл, з'єднаних за допомогою шарнірних і силових елементів. Модель вагона включає 19 твердих тіл: кузов, 2 надресорні балки, 4 бокові рами, 8 клинів, 4 колісні пари. Для кожного твердого тіла передбачено 6 степенів вільності, таким чином механічна система має 114 степенів вільності.

При розробці комп'ютерної моделі динаміки вантажного вагона застосовано підхід підсистем. Застосування при моделюванні підходу підсистем надає можливість сформулювати однотипні підсистеми одноразово й використовувати їх в моделі потрібну кількість раз.

Нижній рівень утворюють підсистеми двох типів: чотири підсистеми колісної пари «КП_N», $N = 1,4$, та вісім підсистем клинів «Клин_K», $K = 1,8$. Підсистема «Візок_M», де $M = 1,2$ – номер візка, утворена двома включеними підсистемами «КП_N», $N = 1,2$ – для першого візка та $N = 3,4$ – для другого візка; чотирма включеними підсистемами «Клин_K», $K = 1,4$ – для першого візка, і $K = 5,8$ – для другого візка; а також твердими тілами: надресорна балка «Балка_M» та дві бічні рами «Рама_N» ($N = 1,2$ – для першого візка і $N = 3,4$ – для другого). Загальна модель динаміки вантажного вагона містить одне тіло «Кузов» і дві включені підсистеми «Візок₁» та «Візок₂».

На рисунку.2.14 показано загальне структурне представлення динамічної моделі.

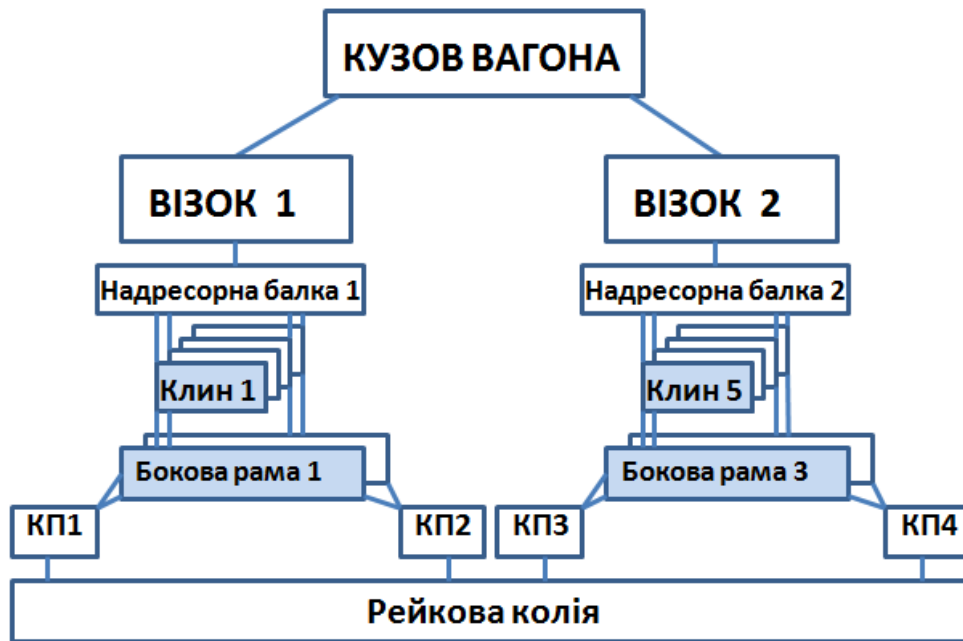


Рисунок 2.14 – Загальне структурне представлення динамічної моделі

Розроблена динамічна модель, по-перше, включає фрикційні клинові гасителі як окремі тіла, кожний з яких перебуває в контактній взаємодії з боковою рамою й надресорною балкою, по-друге, містить просторовий опис контактної взаємодії бокових рам з колісними парами в буксових вузлах, по-третє, забезпечує контактну взаємодію кузова вагона з надресорними балками в п'ятникових вузлах та ковзунах.

Колісна пара. Сталі характеристики підсистеми колісної пари «КП_*N*» (позначення підсистеми в моделі), до яких віднесено масу і центральні моменти інерції, надані в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри колісної пари

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Маса, кг	<i>m_{кр}</i>	1450
Момент інерції щодо поздовжньої осі, кг·м ²	<i>i_{кр}</i>	875
Момент інерції щодо поперечної осі, кг·м ²	<i>i_{кy}</i>	200
Момент інерції щодо вертикальної осі, кг·м ²	<i>i_{кp}</i>	875

Відповідно до конструктивних особливостей ходових частин вагона, які відображені в структурній схемі моделі (рис. 2.27), кожний візок містить дві колісні пари. Підсистеми колісних пар «КП_ N » розміщені в підсистемі візка в поздовжньому напрямі на відстанях $\pm x_{wheel}$ ($N = 1,2$) та $\pm x_{wheel}$ ($N = 3,4$), де x_{wheel} – це напівбаза візка. На рисунку 2.15 представлено 3D- модель (візуалізацію) колісної пари моделі динаміки.

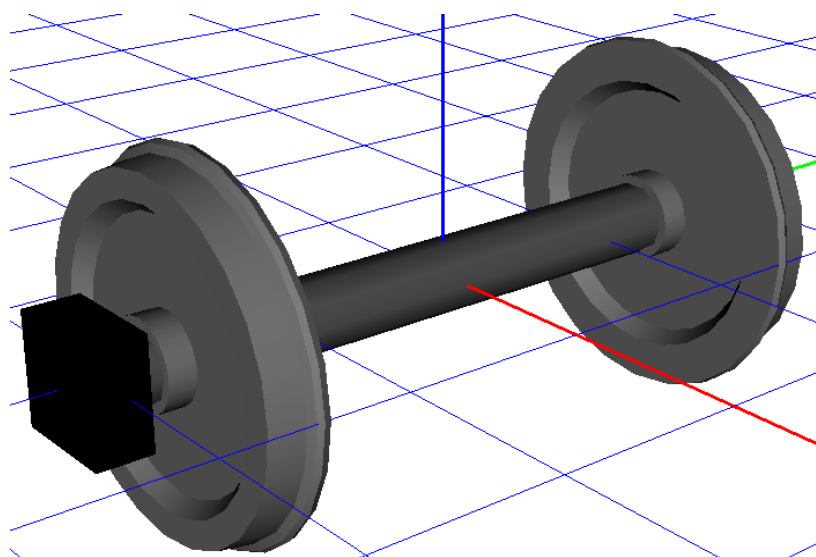


Рисунок 2.15 – 3D-модель колісної пари

Таблиця 2.2 – Інерційні й геометричні параметри клина

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Маса клина, кг	m_{klin}	21,6
Момент інерції клина щодо поздовжньої осі, кг·м ²	i_{klinx}	0,0810245
Момент інерції клина щодо поперечної осі, кг·м ²	i_{kliny}	0,103346
Момент інерції клина щодо вертикальної осі, кг·м ²	i_{klinz}	0,1028
Координата центра мас клина в поздовжньому напрямі, м	x_{cklin}	-0,07612
Координата центра мас клина у вертикальному напрямі, м	z_{cklin}	0,04842

Відповідно до конструктивних особливостей ходових частин вагона, кожний візок містить чотири клина. Координати розміщення підсистем «Клин_К», $K = 1,4$ для першого візка, та $K = 5,8$ – для другого візка, щодо систем координат візків визначено на підставі параметрів, як показано в таблиці 2.3.

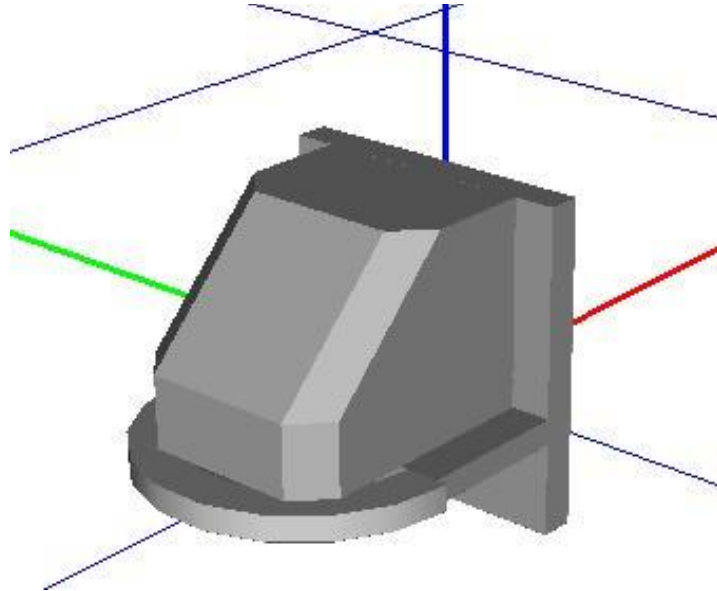


Рисунок 2.16 – Підсистема Клин

Таблиця 2.3 – Координати розміщення підсистем «Клин_К»

Підсистема	x	y	z
<i>Клин_1</i>	xklin	b2	hkl – fst_klin + r
<i>Клин_2</i>	xklin	-b2	hkl – fst_klin + r
<i>Клин_3</i>	-xklin	b2	hkl – fst_klin + r
<i>Клин_4</i>	-xklin	-b2	hkl – fst_klin + r
<i>Клин_5</i>	xklin	b2	hkl – fst_klin + r
<i>Клин_6</i>	xklin	-b2	hkl – fst_klin + r
<i>Клин_7</i>	-xklin	b2	hkl – fst_klin + r
<i>Клин_8</i>	-xklin	-b2	hkl – fst_klin + r

В цій таблиці застосовано такі позначення:

$xklin$ – відстань в поздовжньому напрямі від осі візка до опорної точки на клині, $xklin = 0,335$ м;

$b2$ – відстань в поперечному напрямі від осі візка до опорної точки на клині; $b2 = 1,018$ м;

hkl – відстань у вертикальному напрямі від колісної осі до опорної точки на клині при недеформованій пружині, $hkl = 0,089$ м;

fst_klin – статична деформація підклинової пружини, що розраховується автоматично;

r – радіус кола кочення.

Для моделювання контактної взаємодії кожного клина з надресорною балкою та боковою рамою введено чотири силових елемента типа точка-площина:

– «*InclPlane*» – контакт клина з надресорною балкою, похилий контакт з кутом $alpha$;

– «*Frontal*» – контакт з боковою рамою, точки лежать в вертикальній площині;

– «*LeftPlane*» – лівий боковий контакт клина з надресорною балкою, точки лежать в вертикальній площині;

– «*RightPlane*» – правий боковий контакт клина з надресорною балкою, точки лежать в вертикальній площині.

Кожний з цих контактних елементів має чотири точки контакту на тілі клина, друге тіло, що перебуває в контакті, задано як зовнішнє. Ці силові елементи мають тип близького контакту без автовизначення нормалі. Координати точок контакту і векторів нормалей цих силових елементів визначені, як показано в таблицях 2.4 –2.6. Загальні параметри підсистеми «Клин_К» та контактних силових елементів наведені в таблиці 2.8.

Таблиця 2.4 – Координати контактних точок елемента «*InclPlane*»

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Точка контакту 1, м	$-x_{cont_low}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5 + dy_{wedge}$ z_{cont_low}	-0,1504 - 0,069 0,0316
Точка контакту 2, м	$-x_{cont_high}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5 + dy_{wedge}$ z_{cont_high}	-0,07615 -0,069 0,10585
Точка контакту 3, м	$-x_{cont_high}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5 - dy_{wedge}$ z_{cont_high}	-0,07615 0,069 0,10585
Точка контакту 4, м	$-x_{cont_low}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5 - dy_{wedge}$ z_{cont_low}	-0,1504 0,069 0,0316
Точка контакту на зовнішньому тілі, м	$-x_{cont_low}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5 + dy_{wedge}$ z_{cont_low}	-0,1504 -0,069 0,0316
Нормаль до поверхні зовнішнього тіла		0,7071 0 -0,7071

Таблиця 2.5 – Координати контактних точок елемента «Frontal»

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Точка контакту 1, м	0 $-w_{frontal} \cdot 0,5$ $-dz_{frontal}$	0 -0,089 -0,015
Точка контакту 2, м	0 $w_{frontal} \cdot 0,5$ $-dz_{frontal}$	0 0,089 -0,015
Точка контакту 3, м	$-h_{incl}$ $w_{frontal} \cdot 0,5$ $h_{frontal} - dz_{frontal}$	-0,00331613 0,089 0,155
Точка контакту 4, м	$-h_{incl}$ $-w_{frontal} \cdot 0,5$ $h_{frontal} - dz_{frontal}$	-0,00331613 -0,089 0,155
Точка контакту на зовнішньому тілі, м	0 $-w_{frontal} \cdot 0,5$ $-dz_{frontal}$	0 -0,089 -0,015
Нормаль до поверхні зовнішнього тіла		-0,9998 0 -0,0195

Таблиця 2.6 – Координати контактних точок елемента «leftplane»

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Точка контакту 1, м	$-x_{cont_high}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5$ $z_{cont_high} - dy_{wedge}$	-0,761513 -0,089 0,0858462
Точка контакту 2, м	$-x_{cont_low} + dy_{wedge}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5$ z_{cont_low}	-0,1304 -0,089 0,0316
Точка контакту 3, м	$-x_{cont_low} + dy_{wedge} + dx_{additional}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5$ z_{cont_low}	-0,1004 -0,089 0,0316
Точка контакту 4, м	$-x_{cont_high}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5$ $z_{cont_high} - dy_{wedge} - dx_{additional}$	-0,761513 -0,089 0,0558462
Точка контакту на зовнішньому тілі, м	$-x_{cont_high}$ $-w_{wedge} \cdot 0,5$ $z_{cont_high} - dy_{wedge}$	-0,761513 -0,089 0,0858462
Нормаль до поверхні зовнішнього тіла		0 1 0

Таблиця 2.7 – Координати контактних точок елемента «rightplane»

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Точка контакту 1, м	$-x_{cont_high}$ $w_{wedge} \cdot 0,5$ $z_{cont_high} - dy_{wedge}$	-0,761513 0,089 0,0858462
Точка контакту 2, м	$-x_{cont_high}$ $w_{wedge} \cdot 0,5$ $z_{cont_high} - dy_{wedge} - dx_{additional}$	-0,761513 0,089 0,0558462
Точка контакту 3, м	$-x_{cont_low} + dy_{wedge}$ $w_{wedge} \cdot 0,5$ z_{cont_low}	-0,1304 0,089 0,0316
Точка контакту 4, м	$-x_{cont_low} + dy_{wedge} + dx_{additional}$ $w_{wedge} \cdot 0,5$ z_{cont_low}	-0,1004 0,089 0,0316
Точка контакту на зовнішньому тілі, м	$-x_{cont_high}$ $w_{wedge} \cdot 0,5$ $z_{cont_high} - dy_{wedge}$	-0,761513 0,089 0,0858462
Нормаль до поверхні зовнішнього тіла		0 -1 0

Таблиця 2.8 – Загальні параметри підсистеми «Клин_K»

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Контактна жорсткість в одній точці, Н/м	<i>cklin</i>	$7 \cdot 10^7$
Контактна дисипація в одній точці, Н·с/м	<i>dklin</i>	$8 \cdot 10^4$
Кут нахилу фрикційної планки на боковій рамі, в градусах	<i>beta_klin</i>	1°
Кут нахилу клина до надресорної балки, в градусах	<i>alpha</i>	45°
Кут нахилу клина до надресорної балки, в радіанах	<i>ralpha</i>	0,78539816
Ширина клина	<i>w_wedge</i>	0,178
Звуження похилої контактної площини, м	<i>dy_wedge</i>	0,02
Координата точки перетину похилої площини з площиною ХУ, м	<i>l_incl</i>	0,182
Зміщення початку похилої площини, м	<i>dx_cont_incl</i>	0,0316
Висота похилої площини, м	<i>h_incl_cont</i>	0,0883883
Зменшення довжини похилої поверхні за рахунок закруглення, м	<i>dl_incl_cont_high</i>	0,02
Довжина площини похилого контакту = $l_incl_cont_full - dl_incl_cont_high$	<i>l_incl_cont</i>	0,10499993
x координата початку похилої поверхні (= $l_incl - dx_cont_incl$)	<i>x_cont_low</i>	0,1504
x координата верху похилої поверхні (= $x_cont_low - l_incl_cont \cdot \cos(ralpha)$)	<i>x_cont_high</i>	0,07615383 6
z координата початку похилої поверхні (= dx_cont_incl)	<i>z_cont_low</i>	0,0316
z координата верху похилої поверхні = $z_cont_low + l_incl_cont \cdot \sin(ralpha)$	<i>z_cont_high</i>	0,10584616
Ширина фронтальної контактної поверхні, м	<i>wfrontal</i>	0,178
Висота фронтальної контактної поверхні, м	<i>hfrontal</i>	0,17
Зміщення за x напрямком верхніх точок фронтальної контактної поверхні, м	$h_{incl} = 0,190 \cdot \beta_{klin} \cdot \pi / 180$	0,00331612 5
Зміщення вниз фронтальної контактної поверхні, м	<i>dzfrontal</i>	0,015
Зміщення пари точок на бокових контактах	<i>dxadditional</i>	0,03

Бокова рама. Інерційні параметри твердого тіла «Рама_N», яким представлено бокові рами візків, наведені в таблиці 2.9. Також в таблиці 2.9 надані координати центра мас бокової рами в підсистемі візка.

Таблиця 2.9 – Інерційні й геометричні параметри тіла «Рама N»

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Маса, кг	<i>msr</i>	526,3
Момент інерції щодо поздовжньої осі, кг·м ²	<i>isrx</i>	13,96
Момент інерції щодо поперечної осі, кг·м ²	<i>isry</i>	175,8
Момент інерції щодо вертикальної осі, кг·м ²	<i>isrz</i>	161,8
Координата центра мас бокової рами в поперечному напрямі в системі координат візка, м	$\pm b_2$	1,018
Координата центра мас бокової рами в вертикальному напрямі відносно колісної осі, м	<i>hr</i>	0,05

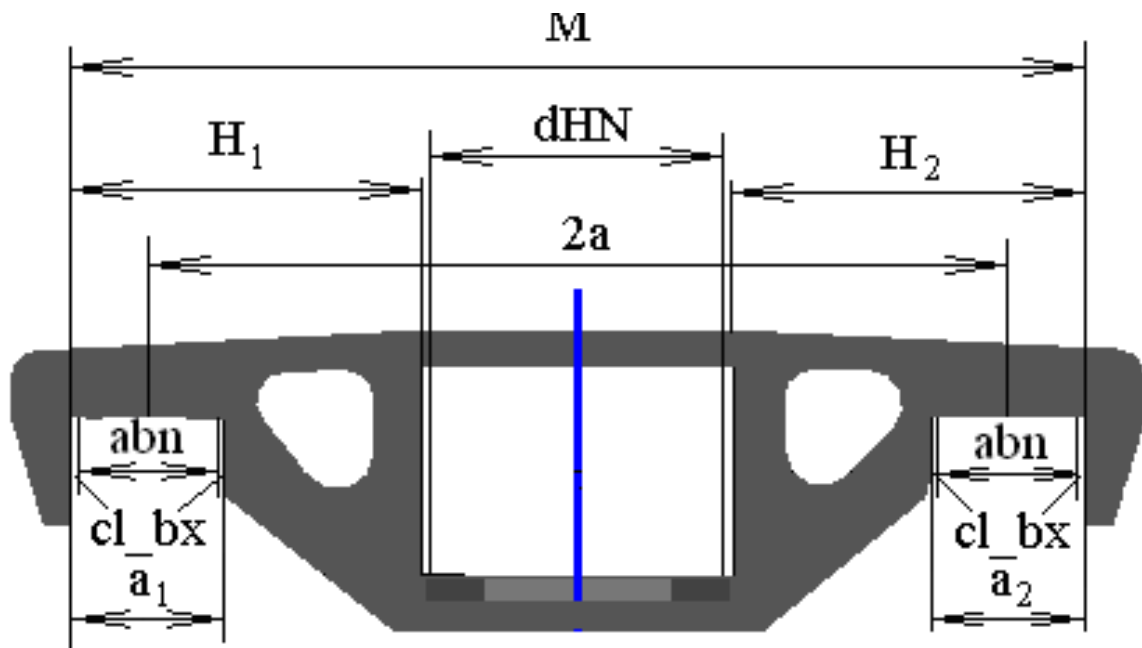


Рисунок 2.17 – 3D-модель бокової рами з параметрами зазорів в буксових прорізах в поздовжньому напрямку

Буксові вузли візків моделюються як пружно-дисипативна взаємодія бокових рам безпосередньо з осями колісних пар, при цьому характеристики жорсткості, дисипації, обмеження переміщень задається індивідуально в кожному з трьох напрямків.

Надресорна балка. Інерційні й геометричні параметри твердого тіла «Балка_М», яким представлена надресорна балка М-го візка, наведені в таблиці 2.10.

Таблиця 2.10 – Інерційні й геометричні параметри тіла «Балка_М»

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Маса, кг	<i>mnb</i>	596,2
Момент інерції щодо поздовжньої осі, кг·м ²	<i>imnbx</i>	323
Момент інерції щодо поперечної осі, кг·м ²	<i>imnby</i>	7,055
Момент інерції щодо вертикальної осі, кг·м ²	<i>imnbz</i>	166,3
Координата центра мас балки в вертикальному напрямі при недеформованому стані пружин відносно колісної осі, м	<i>hnb</i>	0,226

Центральне ресорне підвішування вантажного вагона представлено узагальненими лінійними силовими елементами. Передбачено завдання як лінійних, так і білінійних пружин. Переключення типу пружини здійснюється за допомогою ідентифікатора *bilinear_key*, в разі *bilinear_key* = 0 – моделюються лінійні пружини, в разі *bilinear_key* = 1 – білінійні. Статичні сили, задані ідентифікаторами *pst_balka* і *pst_klin* розраховуються автоматично для заданих значень завищення або заниження клинів.

Таблиця 2.11 – Жорсткості зовнішніх пружин білінійного підвішування

Пружина	CX	CY	CZ	CaZ
ПружинаП ПружинаЛ	<i>cyexternal</i> *5	<i>cyexternal</i> *5	<i>czexternal</i> *5	<i>caz</i>
ПружинаПКЛ1 ПружинаПКЛ2 ПружинаЛКЛ1 ПружинаЛКЛ2	<i>Cyexternal</i> 1	<i>Cyexternal</i> 1	<i>czexternal</i>	-

Значення жорсткостей поза вибором $Cyexternal=6.43e5$ Н/м,
 $Czexternal=3.035e5$ Н/м,

Таблиця 2.12 – Жорсткості внутрішніх пружин білінійного підвішування

Пружина	CX	CY	CZ	CaZ
ПружинаП ПружинаЛ	cyinternal*5	cyinternal *5	czinternal *5	caz
ПружинаПКЛ1 ПружинаПКЛ2 ПружинаЛКЛ1 ПружинаЛКЛ2	Cyinternal	Cyinternal	czinternal	-

Значення жорсткостей поза вибором $Cy_{internal}=0$ Н/м, $Cz_{internal}=2.366e5$ Н/м.

Кузов. Параметри, які задаються для моделювання кузова наступні: висота центра мас вагона h_c , маса кузова вагона m_{cuZ} , центральні моменти інерції кузова відносно горизонтальної поздовжньої, горизонтальної поперечної та вертикальної вісі відповідно icu_{zx} , icu_{zy} , icu_{zz} , а також напівбаза вагона x_{bogie} й половину довжини вагона за осями зчеплення автозчепів x_{as} .

Таблиця 2.13 – Параметри кузова вагона

Параметр	Іденти-фікатор	Значення
Швидкість руху, м/с	v_0	16,667
Маса кузова, кг	m_{cuZ}	22 000
Маса кузова з вантажем, кг	m_{cuZ1}	84 400
Центральний момент інерції кузова відносно поздовжньої осі, $кг \cdot м^2$	icu_{zx}	89 000
Центральний момент інерції кузова відносно поперечної осі, $кг \cdot м^2$	icu_{zy}	1 118 000
Центральний момент інерції кузова відносно вертикальної осі, $кг \cdot м^2$	icu_{zz}	1 130 000
Відстань в вертикальному напрямі від центра мас кузова з вантажем до площини спирання на п'ятники, м	h_{cuZ}	1,396
Напівбаза вагона, м	x_{bogie}	4,325
Статичне навантаження від колеса на рейку, Н		230 535 (53955)

Взаємодія між кузовом і надресорними балками в пятникових вузлах представлена в моделі за допомогою 10 контактних силових елементів: вісім елементів «Пятник_MN», M=1,2, N=1,4, представляють контактну взаємодію в горизонтальній площині і два елементи «Верт_Пятник_M» – у вертикальному напрямі, тобто описують взаємодію, що передає вертикальне навантаження.

Таблиця 2.14 – Параметри контактних елементів «Пятник_MN» в горизонтальній площині

Ім'я контакту	Координати точок на надресорній балці	Координати точки на площині бокової рами	Нормаль до площини рами
Пятник_11	$(contrad+cl_pp_long1; 0; hnp)$	$(xbogie+contrad-wearpx1; 0; -hcuz)$	$(1; 0; 0)$
Пятник_12	$(-contrad-cl_pp_long1; 0; hnp)$	$(xbogie-contrad-wearpx1; 0; -hcuz)$	$(-1; 0; 0)$
Пятник_13	$(0; -contrad-cl_pp_lat1; hnp)$	$(xbogie; -contrad+wearpy1; -hcuz)$	$(0; -1; 0)$
Пятник_14	$(0; contrad+cl_pp_lat1; hnp)$	$(xbogie; contrad-wearpy1; -hcuz)$	$(0; 1; 0)$
Пятник_21	$(contrad+cl_pp_long1; 0; hnp)$	$(-xbogie+contrad-wearpx2; 0; -hcuz)$	$(1; 0; 0)$
Пятник_22	$(-contrad-cl_pp_long2; 0; hnp)$	$(-xbogie-contrad+wearpx2; 0; -hcuz)$	$(-1; 0; 0)$
Пятник_23	$(0; -contrad-cl_pp_lat2; hnp)$	$(-xbogie; -contrad+wearpy2; -hcuz)$	$(0; -1; 0)$
Пятник_24	$(0; contrad+cl_pp_lat2; hnp)$	$(-xbogie; contrad-wearpy2; -hcuz)$	$(0; 1; 0)$

Таблиця 2.15 – Параметри контактних елементів «Пятник_MN» в вертикальному напрямі

Ім'я контакту	Координати точок на надресорній балці	Координати точки на площині бокової рами	Нормаль до площини рами
Верт_Пятник_1	$(-contrad_e; 0; hnp-wearpz1)$ $(contrad_e; 0; hnp-wearpz1)$ $(0; contrad_e; hnp-wearpz1)$ $(0; -contrad_e; hnp-wearpz1)$ $(contrad_e \cdot 0.707; contrad_e \cdot 0.707; hnp-wearpz1)$ $(contrad_e \cdot 0.707; -contrad_e \cdot 0.707; hnp-wearpz1)$ $(-contrad_e \cdot 0.707; contrad_e \cdot 0.707; hnp-wearpz1)$ $(-contrad_e \cdot 0.707; -contrad_e \cdot 0.707; hnp-wearpz1)$	$xbogie$ 0 $-hcuz$	0 0 -1
Верт_Пятник_2	$(-contrad_e; 0; hnp-wearpz1)$ $(contrad_e; 0; hnp-wearpz1)$ $(0; contrad_e; hnp-wearpz1)$ $(0; -contrad_e; hnp-wearpz1)$ $(contrad_e \cdot 0.707; contrad_e \cdot 0.707; hnp-wearpz1)$ $(contrad_e \cdot 0.707; -contrad_e \cdot 0.707; hnp-wearpz1)$ $(-contrad_e \cdot 0.707; contrad_e \cdot 0.707; hnp-wearpz1)$ $(-contrad_e \cdot 0.707; -contrad_e \cdot 0.707; hnp-wearpz1)$	$-xbogie$ 0 $-hcuz$	0 0 -1

Таблиця 2.16 – Параметри контактних елементів «Пятник_N»

Ім'я контакту	Координати точок на надресорній балці	Координати точки поверхні на кузові	Нормаль до поверхні на кузові
Ковзун_1	(0,05; 0,762; <i>hnsk-gapSk1-wearSk1</i>) (0; 0,762; <i>hnsk-gapSk1-wearSk1</i>) (-0,05; 0,762; <i>hnsk-gapSk1-wearSk1</i>)	<i>xbogie</i> 0,762 <i>-hcuz+0,096</i>	0 0 -1
Ковзун_2	(0,05; -0,762; <i>hnsk-gapSk2-wearSk2</i>) (0; -0,762; <i>hnsk-gapSk2-wearSk2</i>) (-0,05 -0,762; <i>hnsk-gapSk2-wearSk2</i>)	<i>xbogie</i> - 0,762 <i>-hcuz+0,096</i>	0 0 -1
Ковзун_3	(0,05; 0,762; <i>hnsk-gapSk3-wearSk3</i>) (0; 0,762; <i>hnsk-gapSk3-wearSk3</i>) (-0,05; 0,762; <i>hnsk-gapSk3-wearSk3</i>)	<i>xbogie</i> 0,762 <i>-hcuz+0,096</i>	0 0 -1
Ковзун_4	(0,05; -0,762; <i>hnsk-gapSk4-wearSk4</i>) (0; -0,762; <i>hnsk-gapSk4-wearSk4</i>) (-0,05; -0,762; <i>hnsk-gapSk4-wearSk4</i>)	<i>xbogie</i> - 0,762 <i>-hcuz+0,096</i>	0 0 -1

Таблиця 2.17 – Загальні параметри контактних елементів «Пятник»

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Контактна жорсткість в одній точці, Н/м	<i>cstiff_bz</i>	10 ⁸
Контактна дисипація в одній точці, Н·с/м	<i>cdiss_bz</i>	3·10 ⁴
z координата ц.м. балки над осью кол пар в недеформ стані	<i>hnb</i>	0,226
Коэф. трения в буксов. узле x,y	<i>ftr_by</i>	0,17
Коэф. трения в буксов. узле z	<i>ftr_bz</i>	0,17
Статична деформація букси	<i>f0buksa</i>	

Опис опирання кузова на надресорную балку через ковзуни представлено чотирма контактними силовими елементами типа Точки-Площина «Ковзун_N»,

$N = 1,4$. Для кожного ковзуна на надресорній балці вводиться по три точки контакту, як показано на рисунку 2.31 Параметри цих контактних елементів наведені в таблиці 2.18.

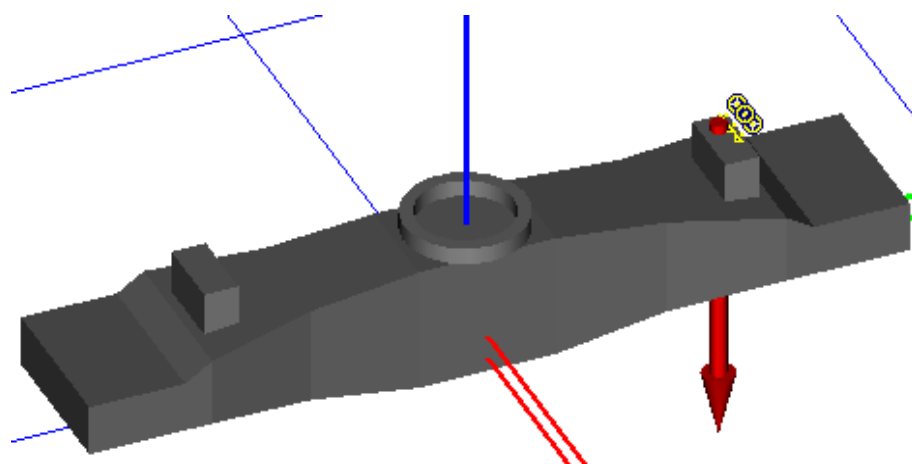


Рисунок 2.18 – Точки контакту на надресорній балці і нормаль до контактної площини на кузові елемента «Ковзун_ N »

Таблиця 2.18 – Параметри контактних елементів «Ковзун_ N »

Ім'я контакту	Координати точок на надресорній балці	Координати точки поверхні на кузові	Нормаль до поверхні на кузові
Ковзун_1	$(0,05; 0,762; hnsk-gapSk1-wearSk1)$ $(0; 0,762; hnsk-gapSk1-wearSk1)$ $(-0,05; 0,762; hnsk-gapSk1-wearSk1)$	$xbogie$ $0,762$ $-hcuz+0,096$	0 0 -1
Ковзун_2	$(0,05; -0,762; hnsk-gapSk2-wearSk2)$ $(0; -0,762; hnsk-gapSk2-wearSk2)$ $(-0,05 -0,762; hnsk-gapSk2-wearSk2)$	$xbogie$ $- 0,762$ $-hcuz+0,096$	0 0 -1
Ковзун_3	$(0,05; 0,762; hnsk-gapSk3-wearSk3)$ $(0; 0,762; hnsk-gapSk3-wearSk3)$ $(-0,05; 0,762; hnsk-gapSk3-wearSk3)$	$xbogie$ $0,762$ $-hcuz+0,096$	0 0 -1
Ковзун_4	$(0,05; -0,762; hnsk-gapSk4-wearSk4)$ $(0; -0,762; hnsk-gapSk4-wearSk4)$ $(-0,05; -0,762; hnsk-gapSk4-wearSk4)$	$xbogie$ $- 0,762$ $-hcuz+0,096$	0 0 -1

В цій таблиці параметром $hnsk$ позначена відстань в вертикальному напрямі між центром мас надресорної балки і низом ковзуна на кузові, $hnsk =$

0,2434 м. Зазори в ковзунах задані за допомогою ідентифікаторів $gapSk_N$, $N = 1,4$, крім того за допомогою ідентифікаторів $wearSk_N$ задані зноси ковзунів. Загальні параметри цих контактних силових елементах, зокрема жорсткість і коефіцієнт дисипації, надані в таблиці 2.19.

Профіль колеса. Профіль кожного колеса можливо визначити окремо, скориставшись відповідним інструментом програми, в спеціальній системі координат, що наведена на рисунку 2.32.

Таблиця 2.19 – Загальні параметри контактних елементів «Ковзун_N»

Параметр	Ідентифікатор	Значення
Контактна жорсткість в одній точці, Н/м	$cstiff_sk$	10^8
Контактна дисипація в одній точці, Н·с/м	$cdiss_sk$	$1 \cdot 10^5$
Коефіцієнт тертя	ftr_sk	0,17

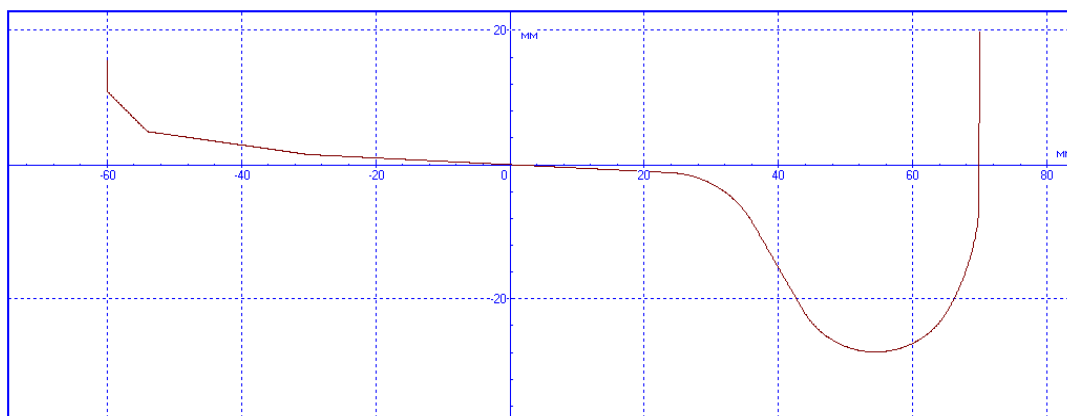


Рисунок 2.19 – Система координат профілю колеса

Загальний вигляд базової комп'ютерної моделі динаміки вагона-хопера показаний на рисунку 2.20, на рисунку 2.21, в приведено дослідні кузови хоперів переобладнаних вагонів у спрощеному вигляді.

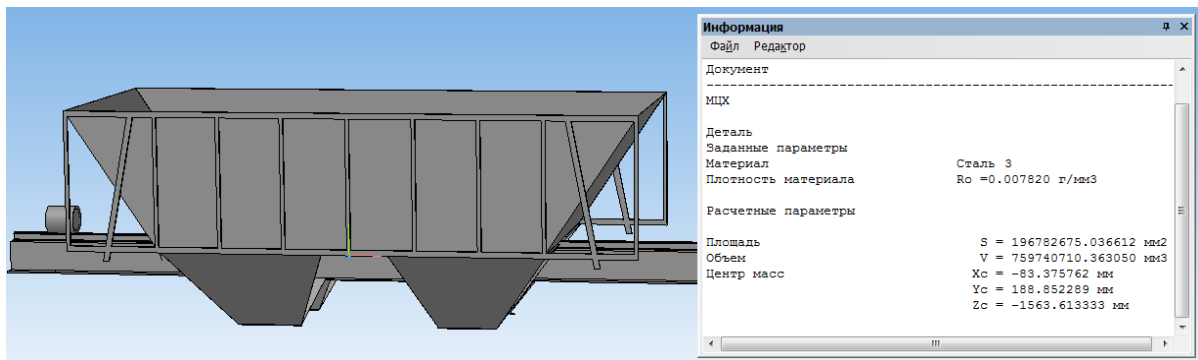
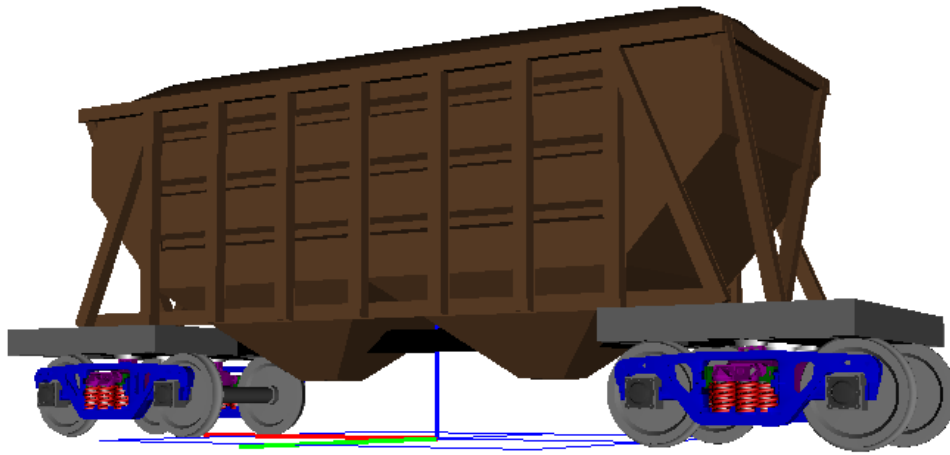
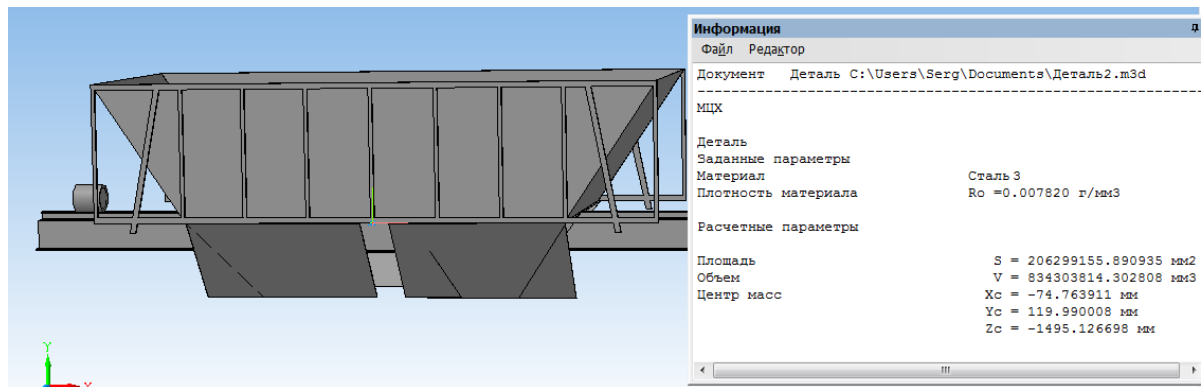


Рисунок 2.20 – Загальний вигляд комп'ютерної моделі динаміки вагона



в)

Рисунок 2.21 – Загальний вигляд комп'ютерної моделі динаміки вагона

У якості першого етапу перевірки (верифікації) моделі проведено розрахунок простої моделі вертикальних коливань вагону з одним ступенем свободи. Результати моделювання (численного інтегрування) комп'ютерної (математичної) моделі порівняно з результатами аналітичного рішення диференційного рівняння коливань:

$$m \cdot \ddot{z} + \beta \cdot \dot{z} + Ж \cdot z = 0$$

де m – маса, β – коефіцієнт затухання коливань, $Ж$ – пружність.

У якості другого етапу перевірки комп'ютерної моделі динаміки вагону використано дані вимірювань прискорень елементів вагону під час проведення ходових динамічних випробувань, виконаних в порожньому та навантаженому стані. Акселерометри встановлювались на буксах першого візка, боковій рамі та на надресорній балці. У якості оцінок адекватності математичної моделі використано коефіцієнт розбіжності Тейла ε :

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i^e - x_i^m)^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i^e)^2} + \sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i^m)^2}}, \quad (2.3)$$

де x_i^m і x_i^e – прогнозовані й експериментальні значення; n – кількість значень, що перевіряються.

За стандартними відхиленнями прискорень елементів вагона, визначених за даними вимірювань, і таких, що отримані за комп'ютерною моделлю динаміки, розраховано коефіцієнти розбіжності Тейла. Отримані значення не перевищують 0,11, що свідчить про допустимі розходження розрахункових і експериментальних даних.

За результатами спектрального аналізу реалізацій прискорень, зареєстрованих під час ходових динамічних та міцнісних випробувань і отриманих моделюванням, визначено основні частоти ходових частин. Загальне відносне середнє відхилення розрахункових і виміряних частот дорівнює 7,47%. Отже експериментально отримані частоти достатньо близькі до розрахункових. Загальну розрахункову схему вагона для дослідження динаміки руху представлено на рисунку 2.22.

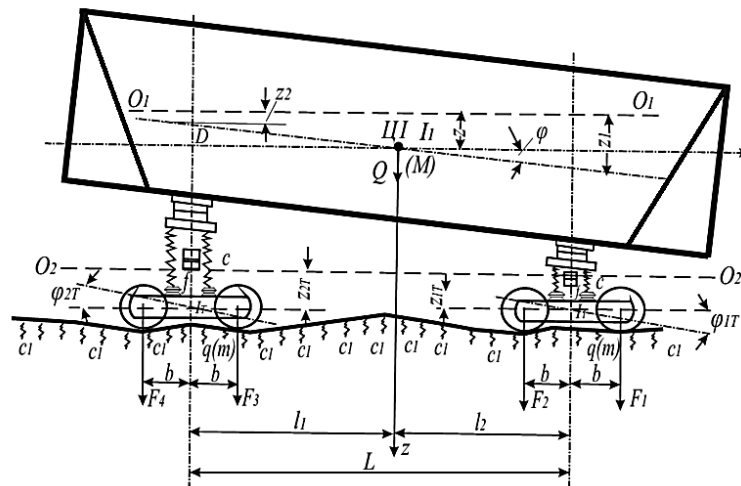


Рисунок 2.22 – Загальна розрахункова схема вагона для дослідження динаміки руху

Дослідження динамічних якостей вагона. За результатом моделювання дослідного вагона-хопера, який відповідає загальним параметрам вагонів, переобладнаних з цементовозів і мінераловозів у залежності від стану колії, технічного стану вагонів та маси тари отримані наступні результати.

Моделювання дослідного вагону у технічно справному стані вагона та колії. Для моделювання застосовано усереднений профіль коліїта опробований в попередніх дослідженнях. Загальні результати моделювання приведені у таблиці 2.20.

Таблиця 2.20 – Загальні результати моделювання при технічно справному стані вагона та колії

Діапазон швидкостей	Коефіцієнт вертикальної динаміки обресореної маси візка, Кд	Коефіцієнт вертикальної динаміки необресореної рами візка, Кдн	Коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейок на прямих і кривих ділянках колії
40-50 км/год	0,30–0,40	0,39–0,49	1,50–2,00
50-60 км/год	0,31–0,41	0,40–0,52	1,46–1,70
60-70 км/год	0,33–0,45	0,50–0,56	1,42–1,75
70-80 км/год	0,38–0,51	0,51–0,60	1,38–1,42
80-90 км/год	0,39–0,50	0,52–0,60	1,38–1,41

Вагон, при моделюванні руху в технічно справному стані вагона та колії, має достатній рівень показників динаміки для забезпечення безпечної експлуатації.

Моделювання дослідного вагону у технічно справному стані колії при зменшенні маси тари. Для моделювання застосовано усереднений профіль колії, розроблений та опробований в попередніх дослідженнях. Загальні результати моделювання приведені у таблицях 2.21, 2.22 з двома кроками зниження маси тари: до 18,5 т та до 17,0 т для вагона моделі 11-715-01; до 20 т та до 19 т для вагона моделі 19-923-01.

Таблиця 2.21– Загальні результати моделювання при технічно справному стані колії та зменшеній масі тари вагона моделі 11-715-01

Діапазон швидкостей	Коефіцієнт вертикальної динаміки обресореної маси візка, Кд		Коефіцієнт вертикальної динаміки необресореної рами візка, Кдн		Коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейок на прямих і кривих ділянках колії	
	Маса тари - 18,5 т	Маса тари - 17,0 т	Маса тари - 18,5 т	Маса тари - 17,0 т	Маса тари - 18,5 т	Маса тари - 17,0 т
40-50 км/год	0,29–0,40	0,26–0,35	0,39–0,48	0,38–0,52	1,49–2,00	1,42–2,00
50-60 км/год	0,31–0,40	0,30–0,39	0,40–0,51	0,39–0,54	1,45–1,65	1,42–1,62
60-70 км/год	0,32–0,46	0,29–0,45	0,49–0,55	0,48–0,56	1,42–1,73	1,39–1,58
70-80 км/год	0,37–0,50	0,35–0,50	0,50–0,59	0,51–0,61	1,37–1,44	1,34–1,42
80-90 км/год	0,38–0,51	0,35–0,52	0,50–0,60	0,53–0,55	1,35–1,42	1,32–1,39

Таблиця 2.22 – Загальні результати моделювання при технічно справному стані колії та зменшеній масі тари вагона моделі 19-923-01

Діапазон швидкостей	Коефіцієнт вертикальної динаміки обресореної маси візка, Кд		Коефіцієнт вертикальної динаміки необресореної рами візка, Кдн		Коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейок на прямих і кривих ділянках колії	
	Маса тари - 20,0 т	Маса тари - 19,0 т	Маса тари - 20,0 т	Маса тари - 19,0 т	Маса тари - 20,0 т	Маса тари - 19,0 т
40-50 км/год	0,29–0,39	0,29–0,38	0,40–0,48	0,39–0,51	1,55–1,90	1,53–1,88
50-60 км/год	0,31–0,39	0,31–0,38	0,41–0,52	0,39–0,53	1,50–1,68	1,48–1,64
60-70 км/год	0,32–0,45	0,31–0,44	0,48–0,56	0,48–0,56	1,43–1,70	1,40–1,60
70-80 км/год	0,38–0,49	0,38–0,50	0,51–0,60	0,52–0,62	1,39–1,50	1,39–1,46
80-90 км/год	0,39–0,52	0,39–0,51	0,51–0,60	0,52–0,61	1,39–1,49	1,38–1,44

Вагони, при моделюванні руху в технічно справному стані колії та зменшеними масами тари кузовів мають достатній рівень показників динаміки

для забезпечення безпечної експлуатації. Присутня тенденція щодо зниження коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейок, але значення знаходиться на допустимому рівні.

Моделювання дослідного вагону у технічно справному стані при наявності відхилень колії. Для моделювання застосовано усереднений профіль колії, розроблений з урахуванням рекомендацій та опробований в попередніх дослідженнях з додатковими коефіцієнтами нерівностей колії (коэф. нерівн. колії) - 1,5 та 2,0, що є загально прийнятою практикою. З досвіду проведення моделювання динаміки вагонів встановлено, що коеф. нерівн. колії в діапазоні 1,0...1,5 відповідає реальному технічному стану колії АТ «Укрзалізниця», значення 1,5 приблизно відповідає гранично допустимому рівню відхилень, значення коеф. нерівн. колії на рівні 2,0 відповідає перевищенню допустимих значень відхилень.

Загальні результати моделювання приведені у таблиці 2.23.

Таблиця 2.23 – Загальні результати моделювання вагону у технічно справному стані при наявності відхилень колії

Діапазон швидкостей	Коефіцієнт вертикальної динаміки обресореної маси візка, Кд		Коефіцієнт вертикальної динаміки необресореної рами візка, Кдн		Коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейок на прямих і кривих ділянках колії	
	Коеф. нерівн. колії – 1,5	Коеф. нерівн. колії – 2,0	Коеф. нерівн. колії – 1,5	Коеф. нерівн. колії – 2,0	Коеф. нерівн. колії – 1,5	Коеф. нерівн. колії – 2,0
40-50 км/год	0,38–0,48	0,40–0,49	0,44–0,50	0,48–0,56	1,51–1,81	1,50–1,81
50-60 км/год	0,39–0,52	0,41–0,48	0,45–0,58	0,49–0,66	1,44–1,55	1,43–1,56
60-70 км/год	0,40–0,52	0,45–0,59	0,51–0,65	0,53–0,71	1,38–1,42	1,32–1,40
70-80 км/год	0,41–0,51	0,51–0,68	0,55–0,71	0,57–0,75	1,32–1,37	1,29–1,37
80-90 км/год	0,41–0,53	0,55–0,71	0,59–0,74	0,60–0,80	1,32–1,37	1,28–1,36

Вагон, при моделюванні руху в технічно справному стані при наявності відхилень колії має тенденцію до зниження рівнів показників динаміки. При значному збільшенні нерівностей колії можливе зниження коефіцієнту запасу стійкості колеса від сходу з рейок до недопустимого рівня. Швидкість, при якій починається зменшення рівня запасу стійкості – 70 ± 5 км/год.

Моделювання дослідного вагону з відхиленнями у технічному стані. Для моделювання застосовано усереднений профіль колії, розроблений та опробований в попередніх дослідженнях, візок з відхиленням технічного стану у вигляді максимальних зносів (буксового прорізу, фринкійних клинів, пятнику), візок з відхиленням технічного стану у вигляді максимальних зносів, збільшених на 15%. Загальні результати моделювання приведені у таблиці 2.24.

Таблиця 2.24 – Загальні результати моделювання вагону з відхиленнями у технічному стані

Діапазон швидкостей	Коефіцієнт вертикальної динаміки обресореної маси візка, Кд		Коефіцієнт вертикальної динаміки необресореної рами візка, Кдн		Коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейок на прямих і кривих ділянках колії	
	Максимальні зноси	Максимальні зноси +15%	Максимальні зноси	Максимальні зноси +15%	Максимальні зноси	Максимальні зноси +15%
40-50 км/год	0,30–0,41	0,32–0,42	0,40–0,49	0,42–0,49	1,50–1,91	1,50–1,91
50-60 км/год	0,31–0,41	0,33–0,44	0,41–0,52	0,43–0,55	1,45–1,57	1,43–1,53
60-70 км/год	0,33–0,45	0,37–0,39	0,51–0,56	0,53–0,58	1,37–1,48	1,28–1,37
70-80 км/год	0,38–0,50	0,38–0,50	0,53–0,61	0,56–0,62	1,31–1,40	1,28–1,39
80-90 км/год	0,39–0,50	0,39–0,50	0,54–0,62	0,56–0,66	1,33–1,37	1,29–1,40

Вагон, при моделюванні руху з відхиленнями у технічному стані має тенденцію до зниження рівнів показників динаміки. При збільшенні відхилень (зносів) елементів візка спостерігається зниження коефіцієнту запасу стійкості колеса від сходу з рейок до недопустимого рівня.

За результатами комп'ютерного моделювання динаміки дослідних вагонів встановлено наступне:

При моделюванні руху дослідних вагонів, за умови технічно справного стану вагонів та колії, дослідні вагони мають рівень показників динаміки, який забезпечує безпечну експлуатацію.

При моделюванні руху дослідних вагонів, за умови технічно справного стану колії, але зменшеними масами тари кузовів, вагони мають рівень показників динаміки, який забезпечує безпечну експлуатацію.

При зменшенні мас тари присутня тенденція щодо зниження коефіцієнту запасу стійкості колеса від сходу з рейок, але його значення не виходять за межі допустимого.

При моделюванні руху дослідних вагонів, за умови їх технічно справного стану, але наявності відхилень в утриманні колії, вагони мають тенденцію до погіршення показників динаміки. При значному збільшенні нерівностей колії можливе зниження коефіцієнту запасу стійкості колеса від сходу з рейок до недопустимого рівня. Швидкість, при якій починається зменшення рівня запасу стійкості – 70 ± 5 км/год.

При моделюванні руху дослідних вагонів з відхиленнями у технічному стані, вагони мають тенденцію до погіршення показників динаміки. При збільшенні відхилень (зносів) елементів візка можливе зниження коефіцієнту запасу стійкості колеса від сходу з рейок до недопустимого рівня.

Узагальнюючи результати ходових динамічних випробувань та комп'ютерного моделювання динаміки руху вагонів-хоперів у порожньому стані встановлено наступне:

За результатами комп'ютерного моделювання встановлено, що:

- при справному технічному стані вагонів та колії, показники динаміки знаходяться у межах допустимих значень.
- при відхиленнях у технічному стані вагонів та колії відбувається погіршення динаміки вагонів до недопустимого рівня.
- швидкість, при якій рівень запасу стійкості зменшується менше мінімально-допустимого при наявності відхилень – 70 ± 5 км/год.
- одночасна наявність відхилень в утриманні колії та у технічному стані вагону зменшує швидкість, при якій запас стійкості досягає значення менше мінімально-допустимого.

2.4 Методика розрахунку довговічності та ресурсу базових конструкцій рухомого складу залізниць

Оцінка міцності матеріалу деталей на різних стадіях експлуатації машин та обладнання, у тому числі залізничної техніки, є одним із головних завдань забезпечення безпечної експлуатації конструкцій. Така оцінка необхідна для прогнозування технічного стану об'єкта у процесі експлуатації, встановлення термінів його періодичного контролю, технічного обслуговування і ремонту.

Дослідження впливу циклічного навантаження на фізико-механічні властивості конструкційних матеріалів показали, зокрема, зниження пластичності матеріалу зі зростанням числа циклів навантаження. Встановлено залежності зміни опору руйнування від амплітуди напруження, що дозволяють оцінити вичерпання ресурсу конструкційних елементів у процесі циклічного навантаження.

Відповідно до чинних нормативних вимог [6-12, 28, 29], дослідження міцності конструкцій рухомого складу проводяться у встановленому порядку. Для встановлення показників довговічності та ресурсу можна піддавати як об'єкт загалом, так і окремі базові його вузли. При цьому визначаються такі показники:

- міцність конструкції від дії поздовжніх сил розтягування-стиснення;
- міцність конструкції від дії нормативної сили зіткнення;
- опір втомі базових конструкцій рухомого складу.
- коефіцієнти запасу опору втомі конструкцій екіпажної частини вагона.

Для вибору способу розробки методики розрахунку ресурсу базових конструкцій рухомого складу було виконано комплекс досліджень експлуатаційної навантаженості екіпажних частин вагонів, проведено дослідження їх натурних вузлів з метою визначення та уточнення характеристик опору втомі. Накопичені матеріали підтверджують застосовність, поряд з методами детермінованої постановки, ймовірнісних і статистичних методів оцінки втомної міцності, які повніше враховують експлуатаційні режими роботи рухомого складу і випадковий характер навантажень, що виникають при цьому.

Для розрахунку довговічності деталей у багатоцикловій області застосовані методи, в основі яких лежить лінійна гіпотеза накопичення ушкоджень у матеріалі при напруженнях вище та нижче межі витривалості. Зокрема – коригована лінійна гіпотеза при заданій ймовірності неруйнування з використанням вторинної кривої втоми, яка враховує розсіювання показників межі витривалості та навантаженості деталі.

В умовах реальної експлуатації несучі конструкції рухомого складу піддаються навантаженням різного характеру, що викликає в них напруження у великому діапазоні амплітуд. При розрахунках на довговічність треба враховувати весь спектр цих напружень. Такий блок, представлений у таблиці 1, де рівні експлуатаційних напружень задані у вигляді ступінчастої послідовності амплітуд (σ_{ai}) з числом n_i та законом їх розподілу у відносних величинах $\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}}$, де σ_{amax} – амплітуда максимального напруження в сумарному блоці напружень в деталі.

Лінійне накопичення пошкоджень означає, що при навантаженні деталі напруженнями σ_{ai} , які знаходяться на рівні або перевищують межу витривалості деталі $\sigma_{-1\delta}(\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1\delta})$, з кількістю циклів n_i , а руйнування деталі при такій амплітуді напруження, згідно кривої втоми, настає при кількості циклів N_i , то зрештою в ній накопичується частка втомного ушкодження $\frac{n_i}{N_i}$.

Таблиця 2.25 – Блок навантаження у вигляді ступінчастої послідовності амплітуд (σ_{ai}) з числом n_i та їх розподіл у відносних величинах

σ_{ai} , МПа	n_i , МПа	$A_i = \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}}$	$t_i = \frac{n_i}{N_\Sigma}$	$A_i^m \cdot t_i$
σ_{a1}	n_1	A_i	t_i	$A_1^m \cdot t_1$
σ_{a2}	n_2	A_i	t_i	$A_2^m \cdot t_2$
\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots
σ_{amax}	n_k	1,0000	t_k	$A_k^m \cdot t_k$
Σ	$\Sigma n_i, (N_\Sigma^\delta)$	-	1,0	-

Відповідно до лінійної гіпотези, запропонованої в [9], руйнування конструкції має відбуватися при досягненні суми накопичених часток втомних ушкоджень 1, тобто:

$$\sum_{\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1\vartheta}}^n \frac{n_i}{N_i} = 1. \quad (2.4)$$

Коригована лінійна гіпотеза полягає в тому, що руйнування настає і в тому випадку, коли ця сума не дорівнює 1, а деякій величині a_p , що знаходиться в межах від 0,55 до 2,5:

$$\sum_{\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1\vartheta}}^n \frac{n_i}{N_i} = a_p. \quad (2.5)$$

За результатами багатьох досліджень [5,8] відхилення величини a_p від 1,0 може бути пояснено ефектом зміцнення або зміцнення внаслідок нерегулярного застосування навантажень.

Для амплітуд $\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1\vartheta}$ які знаходяться до точки перелому, у відповідності з рівнянням кривої втоми, яка має похилу і горизонтальну ділянки, діє співвідношення:

$$\sigma_{ai}^m \cdot N_i = \sigma_{-1\vartheta}^m \cdot N_0 = const, \quad (2.6)$$

для даної ділянки:

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{n_i}{N_0} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{-1\vartheta}} \right)^m, \quad (2.7)$$

де N_0 – кількість циклів, яка відповідає точці перелому;

m – показник ступеня в рівнянні похилої гілки кривої втоми.

У наведених вираженнях враховуються ті амплітуди, які рівні чи перевищують межу витривалості деталі, тобто для амплітуд, величини яких нижчі за межу ($\sigma_{ai} < \sigma_{-1\sigma}$) прийнято, що вони не є ушкоджуючими.

Якщо відношення кількості циклів n_i амплітуди σ_{ai} до сумарної кількості циклів за весь період служби деталі N_Σ позначити через t_i ,

$$t_i = \frac{n_i}{N_\Sigma}, \quad (2.8)$$

і ввести безрозмірний параметр n_p (коефіцієнт перевантаження), який визначається вираженням:

$$n_p = \frac{\sigma_{a \max}^{np}}{\sigma_{-1\sigma}}, \quad (2.9)$$

де $\sigma_{a \max}^{np}$ – максимальне напруження у граничному блоці навантаження, яке подібне чинному і викликає руйнування деталі при числі циклів N_Σ , умова руйнування має вигляд:

$$\frac{N_\Sigma}{N_0} = \frac{a_p}{n_p^{m \cdot \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \geq \frac{1}{n_p}} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}}\right)^m \cdot t_i}}. \quad (2.10)$$

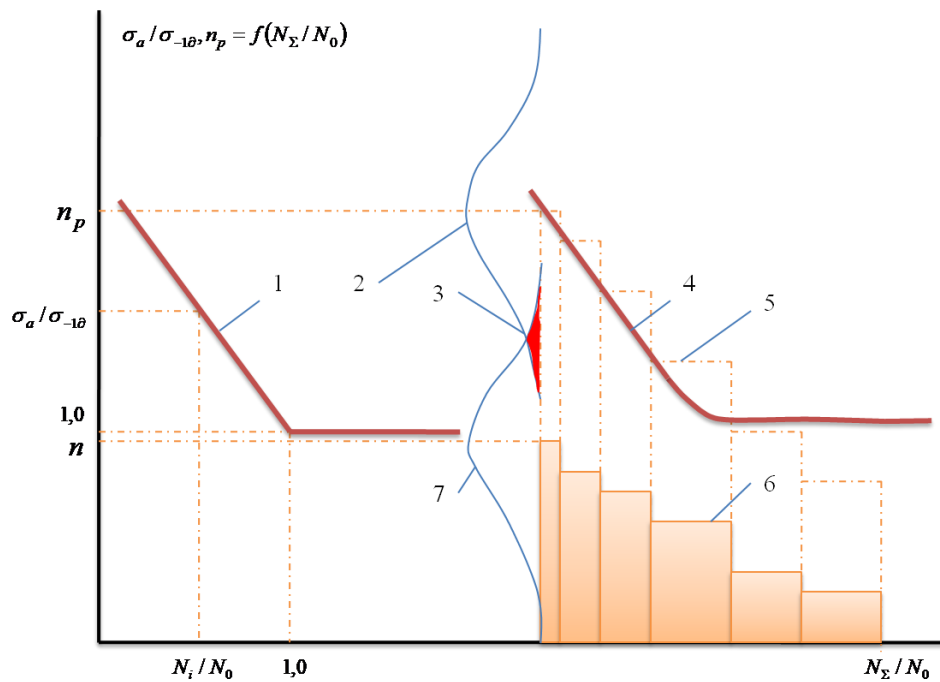
Наведене рівняння є рівнянням вторинної кривої втоми у відносних координатах $n_p, \frac{N_\Sigma}{N_0}$ (рис.1). Вона відповідає первинній кривій, при кількості циклів в ній, які вимірюються не базовим числом циклів додавання напружень постійної амплітуди, а сумарним числом циклів, в які входять напруження всіх рівнів, що є в граничному блоці навантаження.

У разі, якщо крива втоми деталі апроксимується двома похилими гілками при m_1 і m_2 , та умова руйнування має вигляд:

$$\frac{N_{\Sigma}}{N_0} = \frac{a_p}{n_p^{m_1} \cdot \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \geq \frac{1}{n_p}} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}}\right)^{m_1} \cdot t_i + n_p^{m_2} \cdot \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} < \frac{1}{n_p}} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}}\right)^{m_2} \cdot t_i}, \quad (2.11)$$

і також являє собою рівняння вторинної кривої втоми у відносних координатах

$$n_i, \frac{N_{\Sigma}}{N_0}. \quad (2.12)$$



1 – первинна крива втоми; 2 – закон розсіювання межі витривалості деталі;
 3 – зона амплітуд, що викликають відносне ушкодження деталі; 4 – вторинна крива втоми, що відповідає чинному блоку навантаження; 5 – граничний блок навантаження, пропорційний діючому та відповідний заданому числу циклів; 6 – діючий блок навантаження; 7 – закон розсіювання діючого блоку навантаження

Рисунок 2.23 – Первинна та вторинна криві втоми у відносних логарифмічних координатах

Якщо друга гілка кривої втоми горизонтальна лінія ($m_2=\infty$), то напруження амплітудою менше $\sigma_{-1\vartheta}$ в розрахунку не враховують, тобто другий доданок суми в знаменнику відсутній. Але співвідношення дозволяють визначити лише медіанне значення довговічності (з 50% ймовірністю руйнування). Значення довговічності, з Р%-ою ймовірністю руйнування можна отримати застосувавши формулу:

$$U_p = \frac{1-\tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2 \vartheta_{-1}^2 + \vartheta_a^2}}, \quad (2.13)$$

де U_p – квантиль нормального розподілу, відповідний ймовірності неруйнування Р, %;

\tilde{n} – відносний коефіцієнт запасу, який дорівнює

$$\tilde{n} = \frac{n_p}{n} = \frac{\sigma_{amax}^{pp}}{\sigma_{amax}}, \quad (2.14)$$

де $n = \frac{\sigma_{amax}}{\sigma_{-1\vartheta}}$ – чинний коефіцієнт завантаженості деталі;

$\vartheta_{-1}, \vartheta_a$ – коефіцієнти варіації межі витривалості деталі $\sigma_{-1\vartheta}$ і максимального напруження σ_{amax} в блоці навантажень відповідно.

Коефіцієнти характеризують розсіювання відповідних величин і чим вони менше, тим стабільніші результати. Зокрема, коефіцієнт варіації межі витривалості деталі ϑ_{-1} залежить від ретельності виконання конструкції, контролю та обробки зон концентрації напружень, технології виробництва, що забезпечують задані допуски на виготовлення та рівні механічних властивостей виробу. Коефіцієнт варіації напружень у блоці ϑ_a характеризує змінність

навантажень, що сприймаються, які залежать від характеристик колії, режимів руху, стану екіпажної частини та ін.

Значення коефіцієнтів варіації приймаються виходячи з аналізу результатів випробувань натурних деталей чи визначаються за формулами:

$$\vartheta_{-1} = \frac{S_{\sigma_{-1\vartheta}}}{\bar{\sigma}_{-1\vartheta}}, \vartheta_a = \frac{S_{\sigma_{a\max}}}{\bar{\sigma}_{a\max}}, \quad (2.15)$$

де $S_{\sigma_{-1\vartheta}}, S_{\sigma_{a\max}}$ – середньоквадратичні відхилення відповідних параметрів;

$\bar{\sigma}_{-1\vartheta}, \bar{\sigma}_{a\max}$ – математичне очікування відповідних параметрів.

Величини максимальних напружень у блоках циклічного навантаження деталей екіпажної частини вагонів зазвичай суттєво нижчі за значення меж витривалості. Внаслідок цього руйнування деталей можуть відбуватися, коли окрема частка максимальних напружень блоку навантаження перевищить межу витривалості (на рис. 1 небезпечна зона заштрихована). Це відбувається за рахунок розсіювання напружень та меж витривалості.

Розрахунок довговічності ведеться у наступній послідовності. Використовуючи результати експериментальних досліджень навантаженості та міцності конструкції (деталі), визначається: межа витривалості деталі $\bar{\sigma}_{-1\vartheta}$ (медіанне значення); визначається коефіцієнт навантаження n_p .

Задавшись ймовірністю неруйнування (P), що відповідає значенню квантилю U_p , обчислюється відносний коефіцієнт запасу $\tilde{n} = \frac{n_p}{n}$. Ці величини визначаються параметрами розподілу показників довговічності деталі: P від 5% ($1-P=0,95$), $U_p = 1,65$ до $P 0,1\%$, ($1-P=0,999$), $U_p=3,1$ і коефіцієнтами варіації $\vartheta_{-1} = 0,045 \dots 0,16$, $\vartheta_a = 0,1 \dots 0,3$.

Потім у блоці навантаження відкидаються всі

$$\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \leq \frac{1}{n_p} \quad (2.16)$$

та підраховується значення суми $\sum A_i^m \cdot t_i$ та визначається сумарна кількість циклів (N_Σ), що витримується деталлю до руйнування. Після цього обчислюється кількість циклів, яку деталь випробовує протягом одного року експлуатації:

$$N_1 = \frac{L_1}{\bar{V}} \cdot f \cdot P_{ve}, \quad (2.17)$$

де L_1 – річний пробіг в експлуатації, км;

\bar{V} – середня експлуатаційна швидкість, км/год;

f_e – ефективна частота зміни амплітуд динамічних напружень, Гц;

P_{ve} – частка руху зі швидкостями, які викликають ушкоджуючі напруження

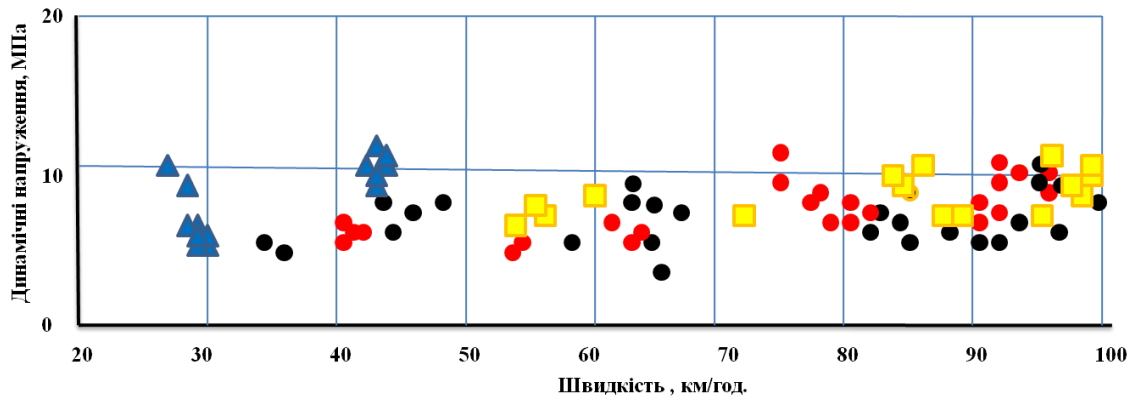
$$\sigma_{ai} \geq 0,5\sigma_{-1\delta}$$

Визначається розрахунковий ресурс деталі (років):

$$\tau_p^p = \frac{N_\Sigma}{N_1} \quad (2.18)$$

Відповідно до наведеної методики, результати розрахунково-експериментальних досліджень напружено-деформованого стану конструкцій (залежності напруження від швидкості в найбільш навантажених елементах рами візка тягового і не тягового рухомого складу наведено на рис. 2.24, рис.2.25);

Розраховується відносний коефіцієнт $\tilde{n} = n_p / n = 2,2$, при $\vartheta_{-1} = 0,12$, $\vartheta_a = 0,195$, $U_p = -3,7$ (для отримання результатів з надійністю 0,9999 або ймовірності руйнування $P = 0,01\%$). З відношення знаходиться $n_p = \tilde{n} \cdot n$, де $n = \sigma_{a\max} / \sigma_{-1\delta} = 0,64$ ($\sigma_{a\max} = 24$ МПа, $\sigma_{-1\delta} = 37,5$ МПа) – дійсний коефіцієнт завантаженості деталі, розраховується коефіцієнт перевантаження $n_p = 2,3 \cdot 0,64 = 1,5$; $1/n_p = 0,67$.



● – рух переднім ходом по прямій ділянці колії; ● – рух заднім ходом прямою ділянкою колії, ■ – рух переднім ходом у кривій R600 м, ▲ – рух переднім ходом по стрілочним переведенням на бокову колію.

Рисунок 2.24 – Залежності амплітуд напруження в елементах рами візка тепловоза від швидкості руху

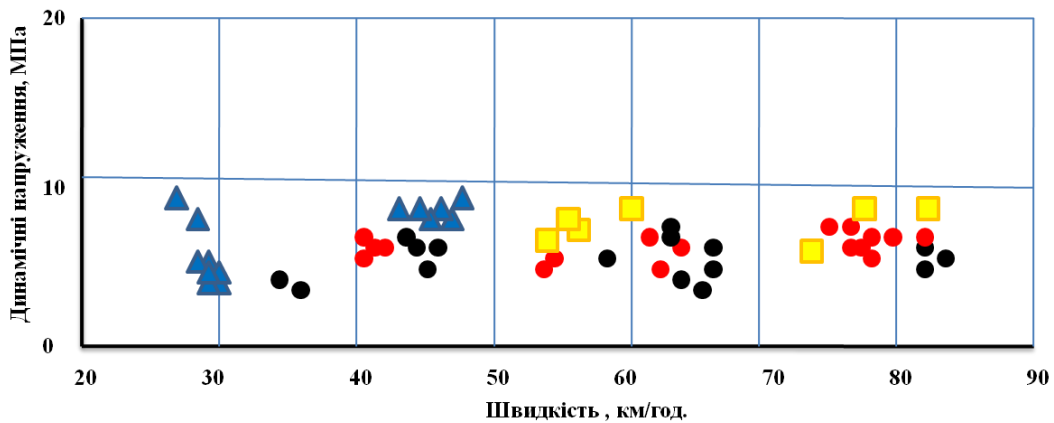


Рисунок 2.25 – Залежності амплітуд напруження в елементах рами візка вантажного вагону від швидкості руху

● – рух переднім ходом по прямій ділянці колії; ■ – рух переднім ходом у кривій R600 м, ▲ – рух переднім ходом по стрілочним переведенням на бокову колію.

Блок амплітуд експлуатаційних напружень в уніфікованій рамі візка отриманий з урахуванням результатів випробувань, у тому числі по коліях великої протяжності. Він формується як розподіл амплітуд динамічних напружень, заданий значеннями $\sigma_{ai} / \sigma_{a\max}, t_i$.

Виконано аналіз впливу циклічного навантаження на фізико-механічні властивості конструкційних матеріалів рухомого складу, які показали зниження пластичності матеріалу зі зростанням числа циклів навантаження. Виконано аналіз залежностей зміни опору руйнування від амплітуди напруження, що дозволяють оцінити вичерпання ресурсу конструкційних елементів вагонів у процесі циклічного навантаження. Наведено блок навантаження у вигляді ступінчастої послідовності амплітуд, які необхідно враховувати при виконанні розрахунків на довговічність базових конструкцій рухомого складу залізниць. Побудовано первинну та вторинну криві втоми у відносних логарифмічних координатах, які відображають зону амплітуд, що викликають відносне ушкодження деталі.

Встановлено, що коефіцієнт варіації межі витривалості деталі залежить від ретельності виконання конструкції, контролю та обробки зон концентрації напружень, технології виробництва, що забезпечують задані допуски на виготовлення та рівні механічних властивостей об'єкту. Коефіцієнт варіації напружень у блоці характеризує змінність навантажень, що сприймаються, які залежать від характеристик колії, режимів руху, стану екіпажної частини та ін.

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 3

1. Сформовано цілісну концепцію створення нових систем оціночного контролю технічного стану рухомого складу. Теоретично обґрунтовано, що безаварійність функціонування залізниць безпосередньо залежить від якості впровадження моніторингових засобів.

2. Розроблено та класифіковано перспективні технічні рішення, що базуються на модульно-функціональному принципі. Математично доведено можливість підвищення швидкості руху поїздів при одночасному зниженні навантаження на колію.

3. Створено комплекс комп'ютерних моделей, які адекватно відображають динаміку реальних експлуатаційних процесів. Встановлено, що використання методів аналітичної транспортної механіки є найбільш перспективним для діагностики зносу. Визначено, що впровадження нових систем контролю дозволить значно знизити собівартість перевезень.

4. Підтверджено актуальність розробки в контексті європейських прагнень України та інтеграції в систему TSI. Доведено ефективність запропонованих алгоритмів для роботи в ускладнених умовах воєнного стану.

5. Сформовано концептуальну базу для прогнозування залишкового ресурсу тримальних конструкцій вагонів. Встановлено, що оптимізація технічного стану рухомого складу позитивно впливає на екологічні показники галузі. Доведено, що системний підхід до моніторингу є ключем до підвищення конкурентоспроможності транзитного потенціалу України.

6. Визначено перелік інноваційних продуктів, готових до патентування та практичного використання. Встановлено пріоритетність енергоощадних технологій при розробці нових засобів технічного контролю. Доведено, що розроблені методики дозволяють ідентифікувати приховані дефекти на ранніх стадіях.

7. Обґрунтовано необхідність використання фізичного моделювання для валідації складних математичних функцій. Сформовано наукові засади для підвищення втомної міцності конструкцій при циклічних навантаженнях.

8. Виявлено механізми зниження вертикальних та поперечних навантажень на рейки через конструктивні зміни. Визначено шляхи подальшого просування розробок на міжнародні ринки через співпрацю з глобальними лідерами. Доведено спроможність вітчизняних науковців створювати продукти світового рівня.

9. Встановлено, що запропоновані рішення дозволяють ефективно використовувати рухомий склад понад нормативний термін. Підтверджено, що запропоновані методики є стійкими до варіацій вхідних параметрів експлуатації. Встановлено роль інтелектуальної власності у підвищенні авторитету вітчизняної науки.

3 РОЗРОБЛЕННЯ РІШЕНЬ ПРАКТИЧНОГО ХАРАКТЕРУ ЗІ СТВОРЕННЯ СИСТЕМ ТА ЗАСОБІВ ОЦІНОЧНОГО КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

3.1 Мобільна система для визначення показників безпеки та технічного стану в умовах експлуатації

Експлуатація рухомого складу та складних технічних програмно-апаратних систем, як правило схильні до відмов. Причинами таких відмов можуть слугувати: недотримання технології виготовлення, складні умови використання, недотримання вимог до експлуатації таких систем та рухомого складу, старіння і зношення вузлів. Тому актуальною та важливою задачею є впровадження на залізницях України періодичних випробувань та діагностики рухомого складу [42-61] протягом їх життєвого циклу.

На даний час розвиток вимірювальної техніки та систем дають можливість для реалізації передових інструментальних підходів з оцінки показників якості та безпеки руху поїздів та прийняття мір з попередження аварійних ситуацій. Успішний досвід з впровадження систем діагностування локомотивів та пасажирських вагонів обґрунтовує доцільність подальшого вдосконалення методів та засобів експериментальної оцінки динамічних якостей та показників якості та безпеки руху протягом всього періоду експлуатації рухомого складу.

Мобільна система з визначення показників якості та безпеки руху рухомого складу в експлуатації повинна включати в себе:

- датчики первинні перетворювачі;
- приймача GPS;
- кабелі для передачі сигналів;
- системи збору та реєстрації вимірювальних показників;
- передачу даних про місце положення та статус системи на сервер;

- визначення та оцінка показників якості та безпеки руху в режимі експрес-обробки.

Датчики первинні перетворювачі – тензорезистори та акселерометри. Кабелі призначені для з'єднання датчиків з реєструючими замобами, робота напруга яких ± 10 В. Кабелі екрановані 6-ти жильні, стійкі до впливу зовнішніх чинників з температурою експлуатації від -40 до $+80^{\circ}\text{C}$.

Мобільна система повинна забезпечувати автономне проведення динамічних випробувань рухомого складу для визначення коефіцієнту запасу стійкості колеса від сходу з рейок вертикальні та бічні сили та прискорення обресорених та необресорених частин рухомого складу, як основі складові оцінки якості проведення планових видів ремонтів та визначення показників якості та безпеки руху в умовах експлуатації.

Під час проведення ходових динамічних випробувань реєструються такі показники: вертикальні та горизонтальні поперечні прискорення рам візків та кузова вагона, динамічні напруження в рамах кузова та візків при різних режимах руху.

3.2 Апаратна частина та первинні перетворювачі мобільної системи

Мобільна система для ходових динамічних випробувань та оцінки показників якості та безпеки руху на базі National Instruments CompactRIO вирішує широкий перелік задач, які спрямовані на контроль технічного стану рухомого складу під час випробувань так і в режимі звичайної експлуатації.

Тензорезистори з'єднуються з тензометричним модулем NI 9237 (рис.3.1), а акселерометри з модулем АЦП NI 9205 (рис. 4.2), вони здійснюють масштабування миттєвих значень вхідної напруги й аналого-цифрове перетворення в цифровий код.



Рисунок 3.1 – Модуль NI 9237



Рисунок 3.2 – Модуль NI 9205

Цифрові сигнали по внутрішній шині передаються з модулів NI 9237 та NI 9205 у контролер NI 9012 (рис. 4.3), з виходу якого по інтерфейсній шині Ethernet надходять у комп'ютер, де проводиться обробка, відображення й зберігання вимірювальної інформації.



Рисунок 3.3 – Контролер NI 9012

Програмне забезпечення виконує функції управління процесом запису, початкового налаштування режиму реєстрації сигналів від вимірювальних каналів, режимами роботи автоматичного реєстратора, математичні функції обробки, представлення і зберігання вимірювальної інформації. Складається з наступних блоків:

- програмне забезпечення для прошивання програмованої логічної
- інтегральної мікросхеми (ПЛІС), розташованої в шасі NI 9104 (рис. 3.4);
- прикладного програмного забезпечення контролера NI 9012;
- клієнтської частини прикладного програмного забезпечення реєстратора хост-комп'ютера.



Рисунок 3.4 – Шасі NI 9104

Програмне забезпечення програмно-апаратного реєстратора розроблено в програмній оболонці LabView FPGA.

Прикладне програмне забезпечення призначене для того, щоб на апаратному рівні із заданою частотою дискретизації зчитувати з обраних користувачем каналів вимірювальні дані, вибрати тип підключення виходів первинних вимірювальних перетворювачів, і встановлювати межі виміру напруги.

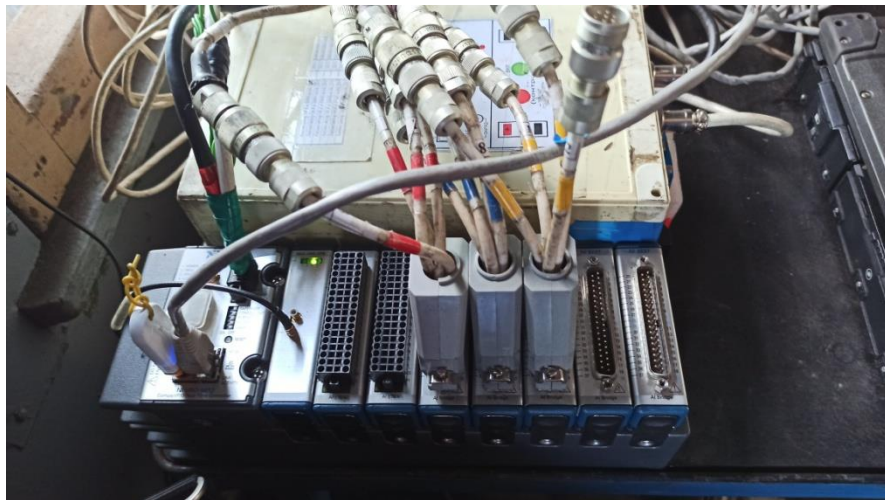


Рисунок 3.5 – Мобільна система в режимі реального часу

Прикладне програмне забезпечення контролера NI 9012 складається із двох частин. Перша частина здійснює зчитування даних з модулів АЦП NI 9237 та NI 9205, проводить обробку даних і робить запис в енергонезалежну пам'ять

контролера. Друга частина здійснює передачу даних по протоколу керування передачею Transmission Control Protocol (TCP) на зовнішній комп'ютер.

Програмне забезпечення комп'ютера за допомогою інтерфейсу користувача, виконує загальні керуючі функції та відображає поточні виміри на екрані монітора.

Мобільна система може працювати в двох функціональних режимах: оцінка показників якості, безпеки руху та показників міцності в режим реального часу (рис. 3.5) та вимірювання величин прискорення, деформації в автономному режимі на рухомому складі з подальшою обробкою (рис. 4.6). Під час обробки отриманих величин використовуються дані отримані за допомогою GPS-приймача, для оцінки впливу зміни швидкості руху на контрольовані параметри.



Рисунок 3.6 – Мобільна система в автономному режимі

Загальну блок-схему мобільної системи діагностики наведено на рисунку 3.7.

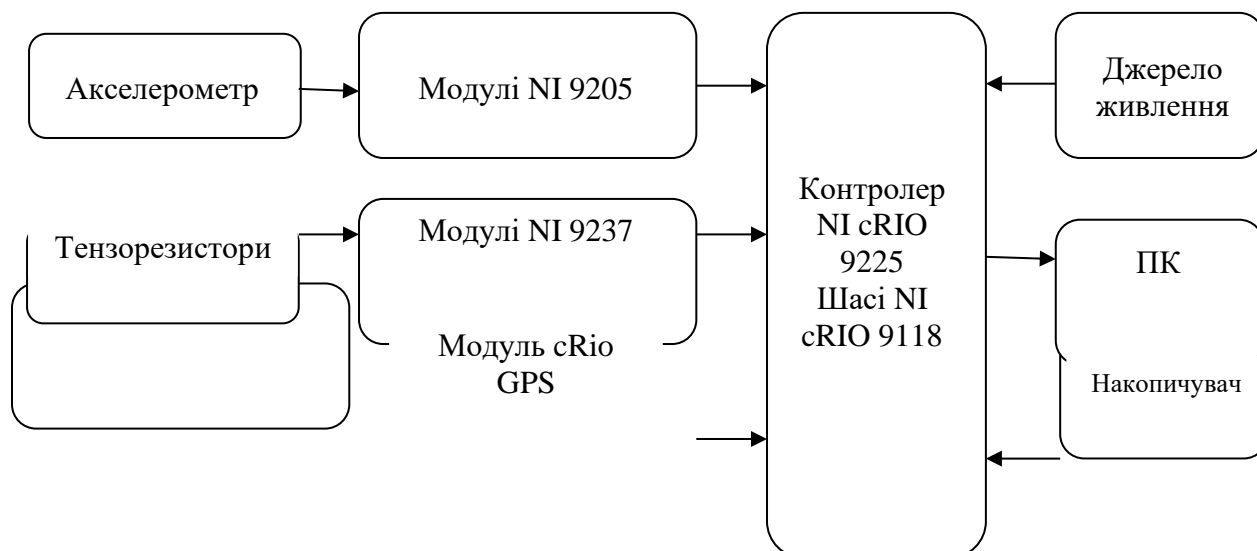


Рисунок 3.7 – Блок схема мобільної системи

Для вимірювання та оцінки динамічних показників рухомого складу використовуються низькочастотні акселерометри типу UM. Він складається з ударостійкого та водо непроникаючого корпусу, плати з мікросхемою ADXL 278, роз'ємна УЗНЦ 05-7/12ВП11 та елементів кріплення. Загальний вид акселерометра наведено на рисунку 4.8.

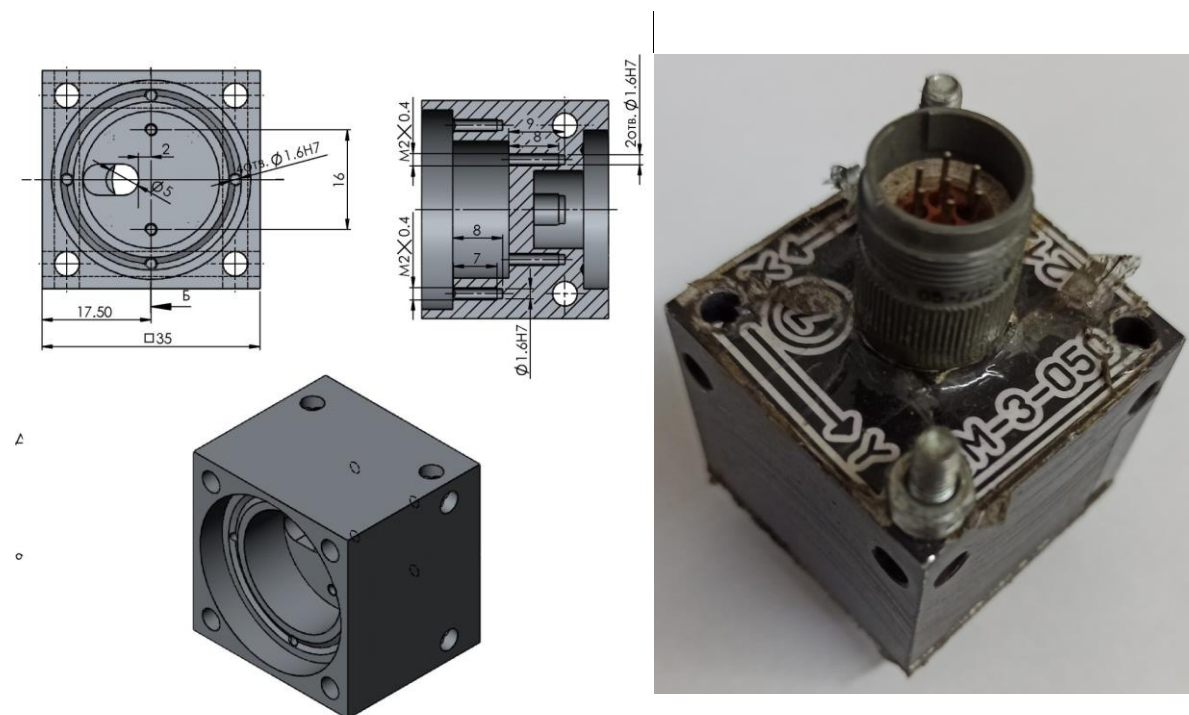


Рисунок 3.8 – Акселерометр типу UM

Схема акселерометра приведена на рисунку 4.9.

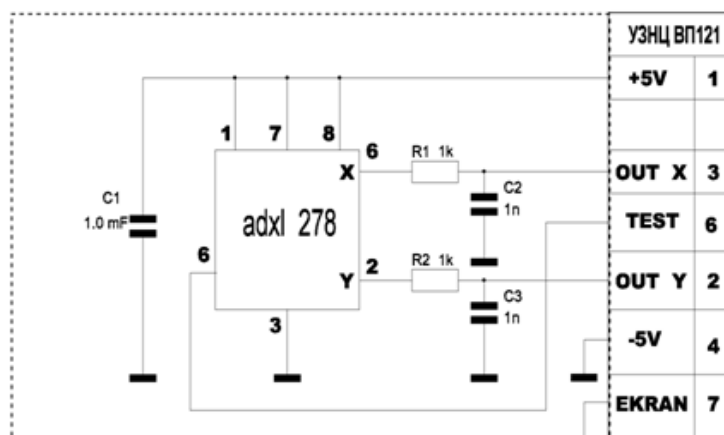


Рисунок 3.9 – Схема акселерометра

Загальні технічні вимоги до акселерометрів які використовуються в мобільній системі діагностики.

Таблиця 3.1 – Технічні вимоги до акселерометрів

№	Зона розміщення	Діапазон, м/с ²	Діапазон частот, Гц	Невизначеність
1	Буксовий вузол	±500	0,5-100	Від 0,5 до 5 Гц U=2,5% Від 5,1 до 19 Гц U=1,5% Від 20 до 100 Гц U=1%
2	Рама візка	±350	0,5-100	Від 0,5 до 5 Гц U=2,5% Від 5,1 до 19 Гц U=1,5% Від 20 до 100 Гц U=1%
3	Кузов	±100	0,5-100	Від 0,5 до 5 Гц U=2,5% Від 5,1 до 19 Гц U=1,5% Від 20 до 100 Гц U=1%

Отримані віброприскорення можна використовувати для оцінки показників якості колії для виявлення точкових геометричних відхилень, які впливають на показники динаміки руху рухомого складу. Дані вимірювання необхідно використовувати з даними отриманими від GPS та основними вимірювальними параметрами.

Віброприскорення необхідно вимірювати у визначених місцях кузова та візка, місця обирають в залежності який показник необхідно оцінити. Вертикальні прискорення на буксах вимірюють для оцінки поверхневих нерівностей колії. Поперечні прискорення візка вимірюють для оцінки відхилень колії у вигляді коротких хвиль. Вимірювання поперечних та вертикальних прискорень кузова дає змогу оцінити динамічні показники якості руху рухомого складу. Швидкість при якій проводяться вимірювання прискорення кузовів та візків повинна виконуватися в встановленому робочому діапазоні.

Вимірювані прискорення можуть бути використані як показники якості геометрії колії та для виявлення місцевих геометричних відхилень, що впливають на динамічну поведінку рухомого складу. Ці вимірювання повинні бути використані в поєднанні з основними вимірами параметрів.

Вимірювання прискорень слід проводити у визначених місцях на кузові і візках в залежності від необхідності конкретної оцінки. Так, вертикальні прискорення букс вимірюються для виявлення дефектів поверхонь рейок і ізольованих геометричних нерівностей. Поперечні прискорення візка служать для виявлення нерівностей з короткими хвилями. За поперечними і вертикальними прискореннями кузова виявляються дефекти колії, що впливають на динамічні показники комфорту.

Частота дискретизації повинна бути як мінімум в 2,5 рази вище частоти зрізу, що застосовується до сигналу. Вимірювання прискорень візків і кузова мають виконуватись в робочому діапазоні швидкостей руху для лінії в межах допуску $+ / -10\%$.

З метою вимірювання переміщень та оцінки динамічних якостей використовують тросикові датчики переміщень (рис. 4.10). Тросикові датчики вимірюють лінійне переміщення за допомогою сталюого тросу. При цьому

тросиків барабан з'єднаний зі чутливим елементом, який перетворює переміщення троса в вихідний лінійний сигнал. Вимірювання виконується з високою точністю та динамікою. Монтажні канавки з чотирьох сторін датчика забезпечують простоту та надійність монтажу.

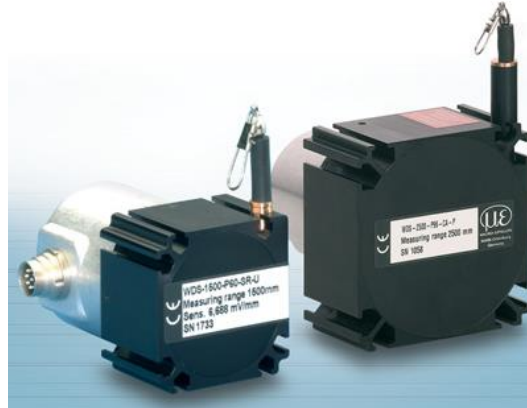


Рисунок 3.10 – Датчики переміщень тросикового типу

Базуючись на порівняльній характеристиці статичних прогинів візків чотирьох типів Y-32, GP-200, KB3 ЦНИИ, 68-7007 оптимальними визначено датчики переміщень з наступними діапазонами вимірювань: 300 мм – для вимірювань переміщень в первинній ступені підвішування, 625 мм – вторинної ступені підвішування.

3.3 Програмне забезпечення для збору та реєстрації вимірювань

Підсистема збору вимірювальної інформації виконує збір, зберігання і візуалізацію зміни інформаційних сигналів датчиків переміщень, віброприскорень і механічних деформацій. Крім того, для аналізу впливу швидкості руху на зміну контрольованих параметрів, отримання сигналів точного часу і визначення поточних координат використовуються дані приймача GPS. Узагальнена структура підсистеми вимірювальної інформації показано на рисунку 3.11.

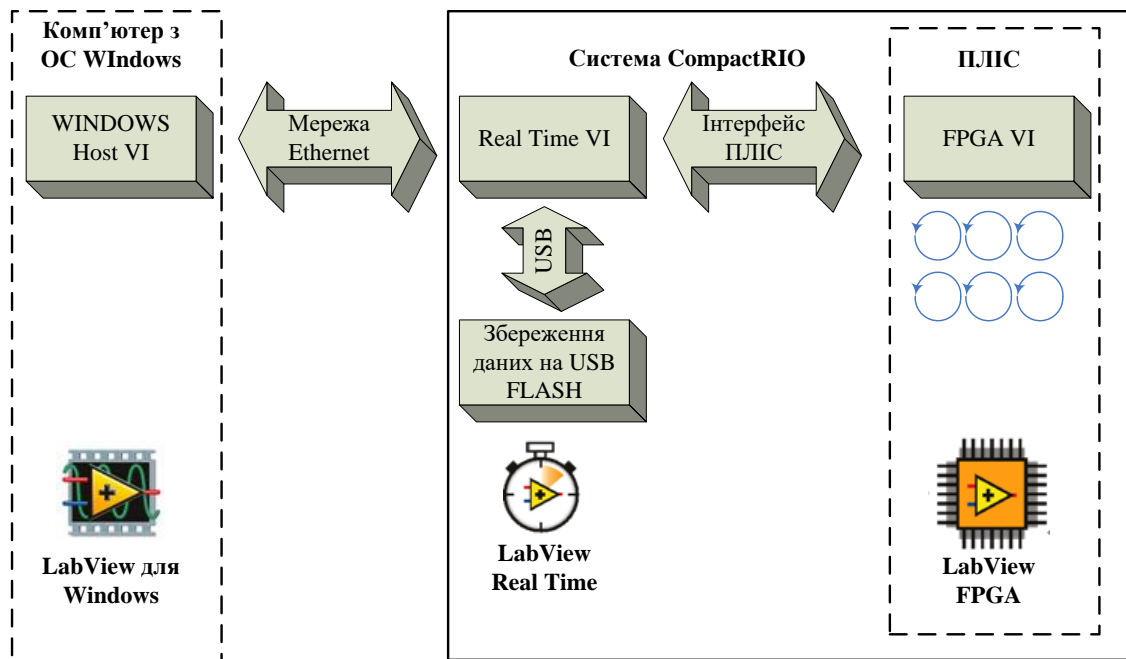


Рисунок 3.11 – Структура програмного забезпечення

Розроблена підсистема збору забезпечує роботу контролера CompactRIO з шасі на 8 модулів зі вбудованою програмованою логічною інтегральною схемою (ПЛІС) та - двох універсальних модулів АЦП 9205 з максимальною частотою дискретизації 250 кГц і п'яти модулів тензометрії 9237 з максимальною частотою 50 кГц на канал, модуля-приймача сигналу GPS.

Завдяки вбудованій ПЛІС, CompactRIO має можливість реалізовувати алгоритми обробки вимірювальних даних на апаратному рівні з детермінованим часом виконанням 25 нс без перенесення завантаження на центральний процесор контролера. Типове облаштування CompactRIO включає контролер з операційною системою реального часу PharLab або VxWorks, шасі і модулів введення-виведення. Шасі несе на собі ядро ПЛІС, безпосередньо з'єднується з універсальними або спеціалізованими модулями введення-виведення, що мають вбудовані засоби узгодження і обробки інформаційних сигналів. Існують різні моделі шасі, що мають різну кількість слотів для модулів і відрізняються за характеристиками мікросхем ПЛІС.

Завдяки автономності, апаратним і масово-габаритним характеристикам, а також можливості роботи в несприятливих умовах, CompactRIO може бути використаний для вирішення широкого спектру завдань щодо збору вимірювальної інформації і управління процесами.

Більшість програмного забезпечення для CompactRIO розробляється за схемою, яка передбачає його умовне розділення на три рівні: віртуальний прилад HOST VI на ПК, що управляє, з ОС Windows, RT VI на контролері з ОС реального часу і FPGA VI на ПЛІС, що не має власної ОС, оскільки логіка роботи програми реалізувалася безпосередньо на апаратному рівні. Кожен з представлених рівнів має свій специфічний функціонал і реалізує окремі функції системи в цілому.

Типові завдання, що виконуються за допомогою HOST VI на комп'ютері Windows :

- збереження даних на комп'ютері і доступ до баз даних;
- інтеграція із зовнішніми інформаційними системами;
- організація інтерфейсу.

Типові завдання, що виконуються в RT VI на контролері реального часу:

- обробка даних;
- управління;
- збереження даних у вбудованій пам'яті контролера і на зовнішніх носіях.

Типові завдання, що виконуються в FPGA VI на ПЛІС :

- операції введення-виведення;
- апаратного тактування і управління процесом взаємодії з устаткуванням;
- низькорівнева обробка вимірювальних сигналів.

ПЛІС є мікросхемою, функціональність якої визначається при програмуванні або «конфігурації», що є поширенішим терміном при роботі з цим класом інтегральних схем. Пакет LabView FPGA Module є доповненням до програмного середовища LabView, що дозволяє задавати логікові роботи ПЛІС у вигляді звичайного віртуального пристрою замість її програмування з використанням спеціалізованої мови VHDL. Цей пакет дозволяє створювати програми з синхронними і асинхронними паралельними циклами, що виконуються на апаратному рівні, і забезпечує детермінований за часом збір і аналіз даних.

Програмний пакет LabVIEW FPGA Module повністю бере на себе багатоступінчастий процес перетворення віртуального приладу у бінарний код

ПЛІС. На першому етапі віртуальний прилад конвертується в текстовий код на мові VHDL, яка після цього компілюється стандартним промисловим компілятором Xilinx ISE у бінарний вигляд. В процесі компіляції відбувається оптимізація коду за швидкістю виконання і кількістю задіяних логічних вентилів.

Результатом компіляції є бінарний файл (bitstream file), який повністю визначає конфігурацію ПЛІС. При запуску програми бінарний файл завантажується на шасі, тобто відбувається процес конфігурації ПЛІС. Бінарний файл може бути записаний у вбудовану флеш-пам'ять і автоматично завантажуватися при включенні системи. При відключенні живлення конфігурація не зберігається, тому після повторного включення бінарний файл має бути завантажений знову. При відповідному налаштуванні конфігурації він може завантажуватися автоматично з флеш-пам'яті пристрою ПЛІС або програмою, за допомогою контролера.

Віртуальні прилади FPGA VI можуть виконуватися повністю, незалежно від інших компонентів системи, і зберігати працездатність навіть при збої роботи контролера. Більше того, на ПЛІС може бути організований буфер, який запобігає втраті даних в подібній ситуації.

ПЛІС призначений, насамперед, для тактування, синхронізації, управління, збору даних та попередньої цифрової обробки інформаційних сигналів, управління кожним модулем введення-виведення.

Віртуальний пристрій для контролера CompactRIO зазвичай включає два або більше циклів: цикл з критичним пріоритетом, в якому реалізуються алгоритми управління та обробки даних, і цикл з нормальним пріоритетом, який відповідає за збереження даних, віддалений web-інтерфейс і зв'язок по мережі Ethernet або шині RS-232.

Для підняття на рівень контролера реального часу даних, отриманих від модулів, платформа CompactRIO передбачає три шляхи: через елементи передньої панелі, за допомогою механізму відомого в LabView як локальні змінні (Local Variables), і через DMA FIFO буфер. Перші два підходи є порівняно простими, з точки зору реалізації, однак неоптимальними, з точки зору

ефективності. Разом з тим метод DMA FIFO дозволяє без затримок приймати дані, отримані на високих частотах дискретизації з великої кількості модулів. Одна з переваг режиму DMA полягає в тому, що передача даних відбувається незалежно від центрального процесора.

Пристрої ПЛІС, що підтримують буфери DMA FIFO, мають прямий доступ до пам'яті, на відміну від інших способів, що вимагають обов'язкової участі процесора. Прямий доступ до пам'яті реалізується за допомогою захоплення шини PCI (bus mastering) пристроєм ПЛІС, при якому він отримує доступ до управління шиною, а значить, і доступ до пам'яті, минаючи процесор.

Буфер DMA FIFO складається з двох відділів: одна частина знаходиться в пам'яті ПЛІС, інша – в пам'яті контролера. На ПЛІС може здійснюватися поелементно запис або читання з буфера за допомогою методів FIFO Read і FIFO Write, а на контролері може проводитися запис або читання вибірок елементів. Зв'язок двох частин буфера здійснюється за допомогою програмно-апаратного контролера DMA. Таким чином, з точки зору програмного забезпечення, виглядають як єдиний буфер FIFO.

Віртуальний пристрій FPGA VI, розміщений на ПЛІС, реалізує функціонал ініціалізації, тактування, опитування модулів збору даних і подальшого завантаження отриманих відліків в буфер DMA FIFO. Для забезпечення детермінованої послідовності виконання команд використовується структура мови програмування в LabView «Flat Sequence Structure», в якій розташовані елементи опитування модулів і запису в буфер.

Буфер DMA FIFO циклічно опитується через інтервал часу, що задається таймером на рівні контролера реального часу, після чого відліки, отримані у вигляді цілих чисел згідно з динамічним діапазоном і розрядністю модуля збору, нормуються за значеннями прискорень і деформацій. Отримані дані подаються на віртуальний пристрій, що забезпечує їх обробку та зберігання на зовнішньому накопичувачі, підключеному за допомогою шини USB.

Контролери CompactRIO мають вбудований USB 2.0 контролер, однак не всі накопичувачі підтримують цей стандарт, що може призвести до значних затримок записи, які, в свою чергу, призводять до переповнення DMA FIFO

буфера і некоректної роботи системи в цілому. У представленій системі відсутній віртуальний прилад управління, що розміщується на персональному комп'ютері, а замість нього використовується механізм LabView Remote Panel. Дана функція реалізує так звану модель Клієнт-Сервер, де сервером служить контролер, а клієнтом - будь-який комп'ютер з встановленим LabView. За замовчуванням CompactRIO має ліцензію на одне зовнішнє підключення, проте їх кількість може бути розширена. Для активації Remote Panel на контролері необхідно в настройках проекту активувати Web-сервер і вибрати ті віртуальні прилади, до яких необхідно дозволити віддалений доступ. Дана функція дозволяє значно скоротити витрати часу, які необхідні на розробку HOST VI, проте може створювати навантаження на мережу передачі даних.

Окрім модулів збору, для синхронізації часу і набуття значень поточної швидкості та координат, до контролера підключений також GPS-приймач, що встановлюється на шасі так само, як і стандартні модулі. Оскільки приймач виробляється сторонньою компанією, LabView Real Time Module не має стандартних засобів для отримання даних GPS, тому для взаємодії з ним використовується набір закритих віртуальних пристроїв, що встановлюються окремо. Крім того, для забезпечення коректного функціонування модуля у складі проекту в FPGA VI слід також додати SubVI, що поставляються разом з модулем. У випадку, якщо ініціалізація пройшла успішно, дані GPS представляються у вигляді кластера або безпосередньо в текстовому форматі, який може бути використаний для налагодження програмного забезпечення або виконання інших завдань.

3.4 Практичні дослідження показників якості та безпеки руху вантажних вагонів у порожньому стані в складі поїзда

Об'єктами досліджень були універсальна вагон-платформа моделі 13-4012 (рис. 3.12), вагон-цистерна моделі 15-1443 (рис. 3.13) та вагон-хопер

для цементу зі знятою кришею моделі 19-758-01 (рис. 3.14) в порожньому стані.



Рисунок 3.12 – Вагон-платформа моделі 13-4012



Рисунок 3.13 – Вагон-цистерна моделі 15-1443



Рисунок 3.14 – Вагон-хопер моделі 19-758-01

Маса вагона-платформи моделі 13-4012 становить 20,4 т, маса вагона-цистерни моделі 15-1443 становить 22,15 т, маса вагона-хопера для цементу зі знятою кришею моделі 19-758-01 становить 18,15 т.

Ходові динамічні випробування проводились на ділянці залізниці у складі дослідного зчепу та у складі поїздів. Дослідний зчеп був сформований з вагона-платформи моделі 13-4012, вагона-цистерни моделі 15-1443, вагона-хопера для цементу зі знятою кришею моделі 19-758-01, локомотива, вагона-лабораторії.

Випробування у складі поїзда проводилися в 3-х варіантах: варіант 1 – локомотив – 6 порожніх напіввагонів – дослідний зчеп – 30 завантажених напіввагонів; варіант 2 локомотив – 15 завантажених напіввагонів – дослідний зчеп – 6 порожніх напіввагонів – 15 завантажених напіввагонів; варіант 3 – локомотив – 30 завантажених напіввагонів – дослідний зчеп – 6 порожніх напіввагонів.

Дільниця колії на якій проводились випробування за складом прямих і кривих ділянок, відповідали вимогам до колії для проведення ходових динамічних випробувань.



Рисунок 3.15 – Дослідний зчеп



Рисунок 3.16 – Дослідний зчеп



Рисунок 3.17 – Дослідний зчеп у складі поїзда

Реєстрація процесів проводилась з використанням тензорезисторів, які встановлювались на елементах конструкції візків.



Рисунок 3.18 – Бокова рама вагона
канал 1



Рисунок 3.19 – Бокова рама канал
2



Рисунок 3.20 – Надресорна балка вагона канал 5, 6

Рисунок 3.21 – R55 вагона канал 9, 10

Всі інші канали на вагоні-цистерні моделі 15-1443 та на вагоні-хопері для цементу зі знятим дахом моделі 19-758-01 було встановлено аналогічно.



Рисунок 3.22 – Прогиномір на вагоні-платформі моделі 13-4012

Прогиноміри на вагоні-цистерні моделі 15-1443 та на вагоні- хопері для цементу зі знятою кришею моделі 19-758-01 було встановлено аналогічно.

Для визначення поздовжніх зусиль, що діють на випробовуваний вагон застосовували автозчеп-динамометр (рисунок 3.23), обладнаний тензорезисторами і попередньо тарованим статичним навантаженням на стенді силою до 3,5 МН.



Рисунок 3.23 – Автозчеп-динамометр

Після встановлення засобів вимірювальної техніки на дослідні вагони було проведено тарування візків від вертикальних та горизонтальних сил (рисунок 3.24).



Рисунок 3.24 – Тарування візка

Для реєстрації показань тензорезисторів та віброперетворювачів використовується програмно – апаратний комплекс, який складається з контролера сRIO NI 9012 з тензометричними модулями АЦП NI 9237, модулями

АЦП NI 9205 та спеціалізованого програмного забезпечення, розробленого в програмному пакеті LabVIEW.

Обробка даних при статичних навантаженнях виконувалась з використанням автоматизованих комплексів обробки дослідних даних. Величину напружень при статичних випробуваннях визначали за різницею показань засобів вимірювальної техніки до піднімання рами платформи та після нього:

$$\sigma_{\text{вер}} = (\Delta - \Delta_0) \cdot K \quad (3.1)$$

де: Δ - показання засобів вимірювальної техніки у завантаженому стані об'єкта випробувань:

Δ_0 - показання засобів вимірювальної техніки у порожньому стані об'єкта випробувань:

K - калібрувальний коефіцієнт засобів вимірювальної техніки, що визначається за формулою (3.2):

$$K = \frac{R_d}{R_{\text{ш}} A_{\text{ш}}} \quad (3.2)$$

де: R_d - опір тензорезистора, Ом;

$R_{\text{ш}}$ - опір калібрувального шунта, Ом;

$A_{\text{ш}}$ - амплітуда (відхилення) процесу, виміряна при калібруванні, В.

Результати ходових динамічних випробувань визначались на підставі даних (вимірювань, розрахунків, контролю, візуального огляду) зафіксованих під час проведення вимірювань.

Стійкість колеса від сходу колеса з рейки визначали для найбільш небезпечних випадків поєднання великої поперечної сили взаємодії колеса, що набігає, з рейкою та малим вертикальним навантаженням на це колесо. При одночасній, протягом деякого часу, дії такого поєднання екстремальних сил

можливе вкочування гребеня колеса, що набігає, на головку рейки і подальший схід вагона з рейки.

Обробка даних ходових динамічних випробувань вагонів передбачає розшифровку, ідентифікацію та систематизацію параметрів зареєстрованих динамічних процесів. При обробці враховуються показники якості ходу вагона - до 20 Гц. Частота квантування при обробці дослідних даних на ЕОМ повинна бути не менше 100 Гц.

Дослідні дані групувані за діапазонами швидкостей руху (10-20 км/год), характерних особливостей ділянок колії (пряма, крива, стрілки і ін.).

Для оцінки ходових якостей за величинами виміряних динамічних показників вагона, з використанням співвідношень з урахуванням тарувальних даних визначаються ймовірні максимальні значення коефіцієнтів вертикальної динаміки обресорених $K_{до}$ і необресорених $K_{дн}$ мас вагона, бічні (рамні) сили, значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходу з рейок $K_{ус}$.

Максимальні значення коефіцієнтів вертикальної динаміки і рамних сил визначені з довірчою ймовірністю 0,97 (за амплітудним значенням) і 0,97 (по миттєвим значенням), а мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходу з рейок, з довірчою ймовірністю не більше 0,0001. За величину бокового (рамного) зусилля H_p приймається сума рамних зусиль, що діють в один і той самий момент часу, на раму від кожної букси однієї колісної пари.

Розрахунок коефіцієнта запасу стійкості вагона проти сходу з рейок при вповзанні гребня колеса на рейку під дією динамічних зусиль, що виникають при русі, коефіцієнтів вертикальної динаміки обресорених і необресорених мас вагона наведені нижче. Коефіцієнт вертикальної динаміки K_d в загальному вигляді визначено з наступного виразу:

$$K_d = \frac{\sigma_d}{\sigma_{ст}}, \quad (3.3)$$

де σ_d - динамічне напруження від вертикального навантаження в перерізі даного елемента;

$\sigma_{ст}$ - статичне навантаження від вертикального навантаження у тому ж перерізі.

Коефіцієнти вертикальної динаміки визначався для обресорених ($K_{до}$) і необресорених ($K_{дн}$) мас візки.

Коефіцієнт горизонтальної динаміки (рамна сила в долях осевого навантаження) - $K_{г}$ визначено за формулою: $K_{дг} = \frac{H_p}{P_o}$, де: H_p – горизонтальна бокова рамна сила; P_o – вертикальне статичне навантаження від осі на рейки.

Коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейки $K_{ус}$ визначено розрахунковим шляхом за інтегральним коефіцієнтом, обчисленим для діапазону експлуатаційних швидкостей при імовірності 0,001, за формулою (3.4; 3.5):

Оцінка стійкості колеса проти сходу з рейки проводилась формулою (3.4; 3.5),

$$K_{ус} = \varepsilon \frac{P_B}{P_G} \geq [K_{ус}], \quad (3.4)$$

$$\varepsilon = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu tg\beta}, \quad (3.5)$$

де β - Кут нахилу твірної гребня колеса до горизонтальної осі;

$$\beta = 60^\circ;$$

μ - коефіцієнт тертя, $\mu = 0,25$;

P_B - вертикальна складова сили реакції набігаючого колеса на головку рейки;

P_G - горизонтальна складова сили реакції набігаючого колеса на головку рейки, що діє одночасно з P_B ;

$[K_{ус}]$ - допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості.

При використанні візків моделі 18-100 формула (3.6) має вигляд :

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu tg\beta} \cdot \frac{Q_{ш}(1,03 - 1,17K_{д}^H + K_{д}^{HH}) + 0,515q_{кп} + 0,305H_p}{Q_{ш}(0,242 + 0,042K_{д}^H - 0,285K_{д}^{HH}) + 0,121q_{кп} + 0,92H_p}, \quad (3.6)$$

де $Q_{ш}$ - сила тяжіння надресорних частин вагона, діюча на шийку осі колісної пари, кН, визначена, за формулою:

$$Q_{ш} = \frac{Q - nq_{кп}}{2n_0}, \quad (3.7)$$

Q - сила ваги вагона, кН,

$q_{кп}$ - сила тяжіння необресорених частин, яка припадає на колісну пару, кН;

n_0 - число осей вагона;

$K_{д}^H$ - коефіцієнт вертикальної динаміки на набігаючому колесу;

$K_{д}^{HH}$ - коефіцієнт вертикальної динаміки на ненабігаючому колесу;

H_p - горизонтальна бічна рамна сила.

Значення H_p прийнято позитивними в разі направлення її в сторону набігання колеса, а $K_{д}^H$ і $K_{д}^{HH}$ - в разі розвантаження коліс.

Результати ходових динамічних випробувань. Сили на автозчехах-динамометрах під час ходових-динамічних випробувань у різних місцях розташування в поїзді наведені на рисунках 3.25 - 3.27, а показники якості руху вагонів приведені в таблицях 3.2 – 3.15.

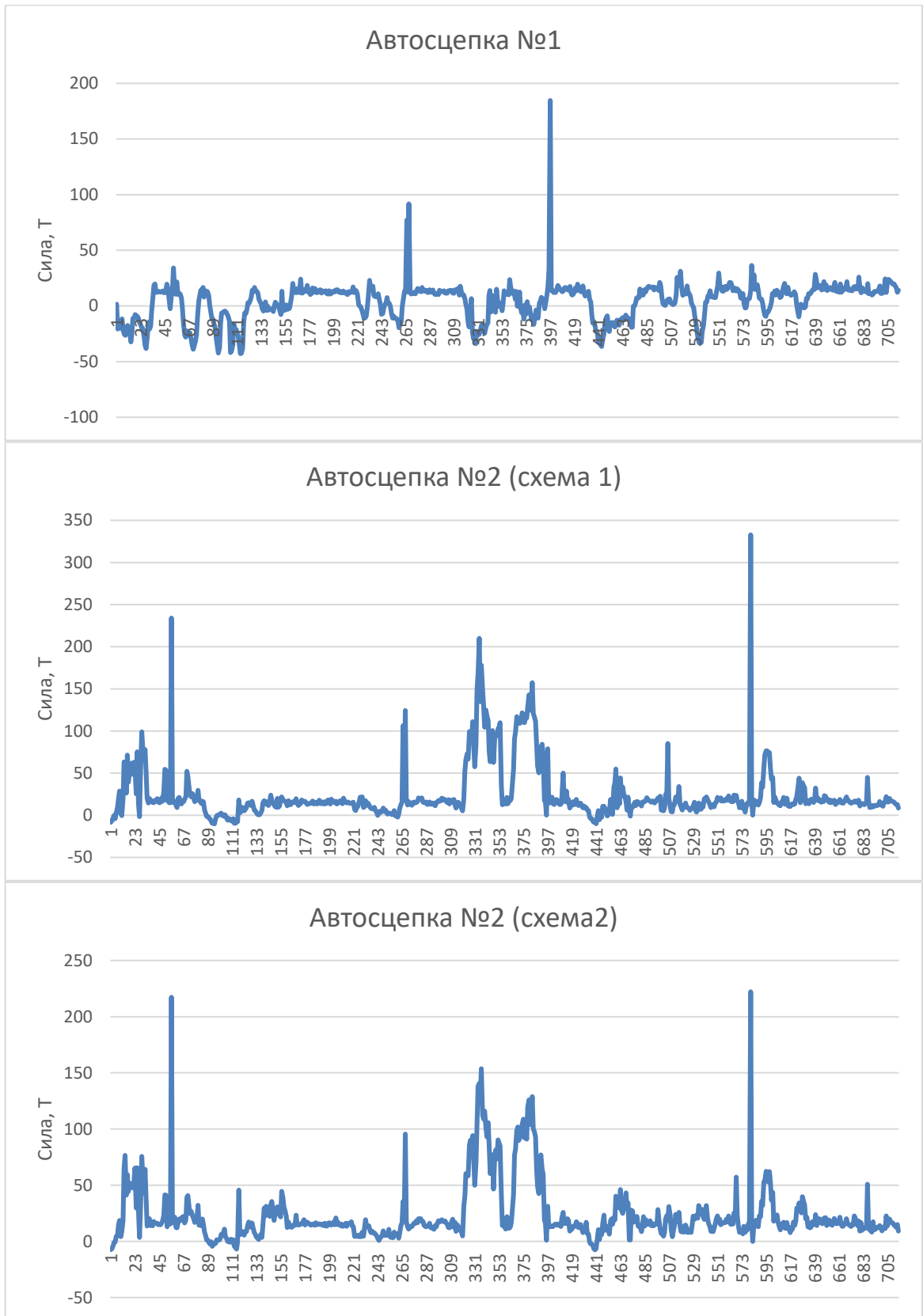


Рисунок 3.25 – Голова поїзда

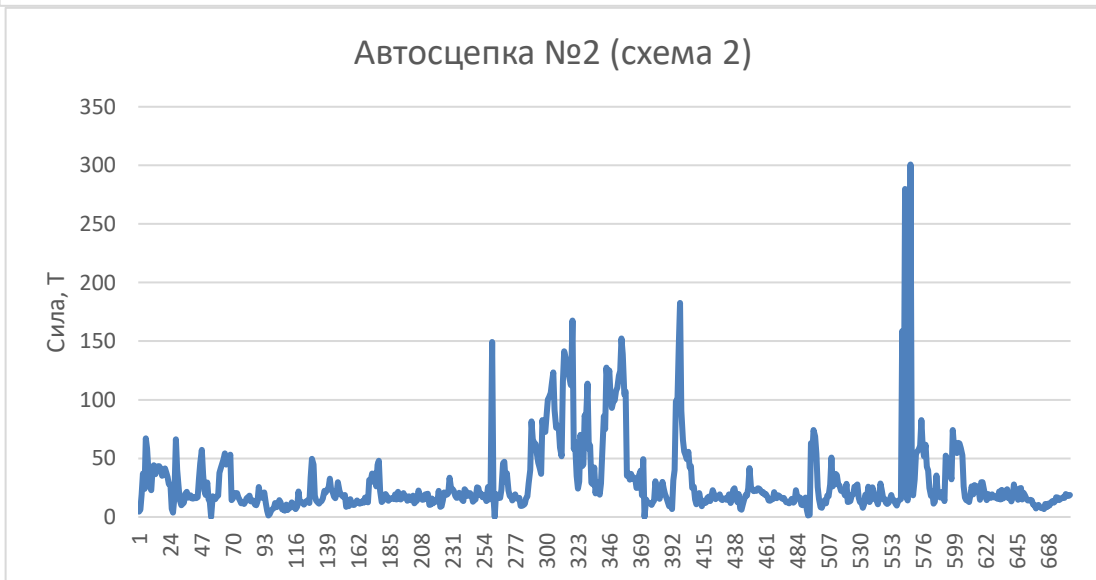
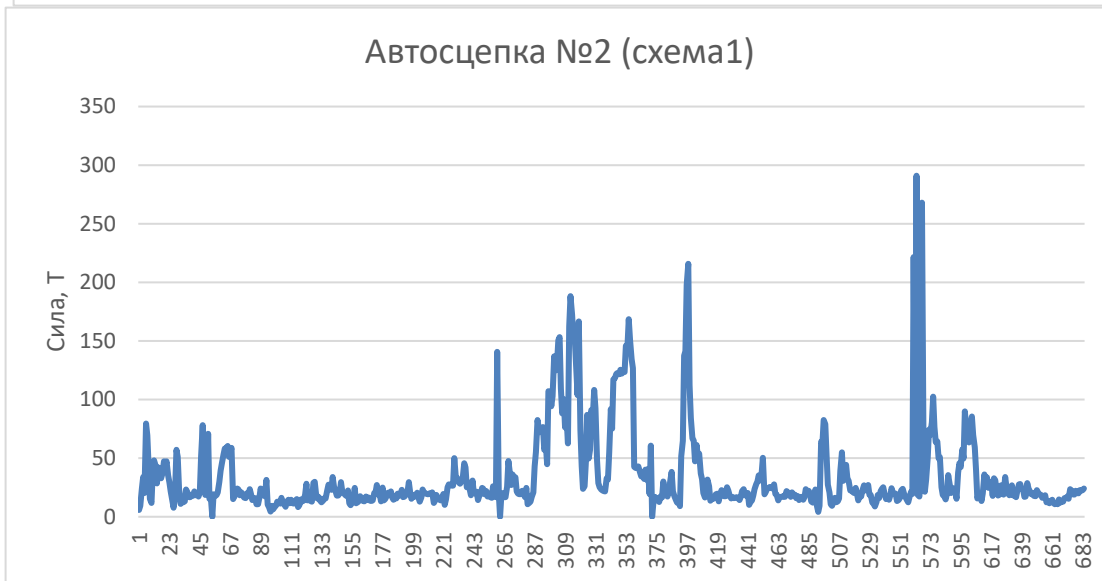
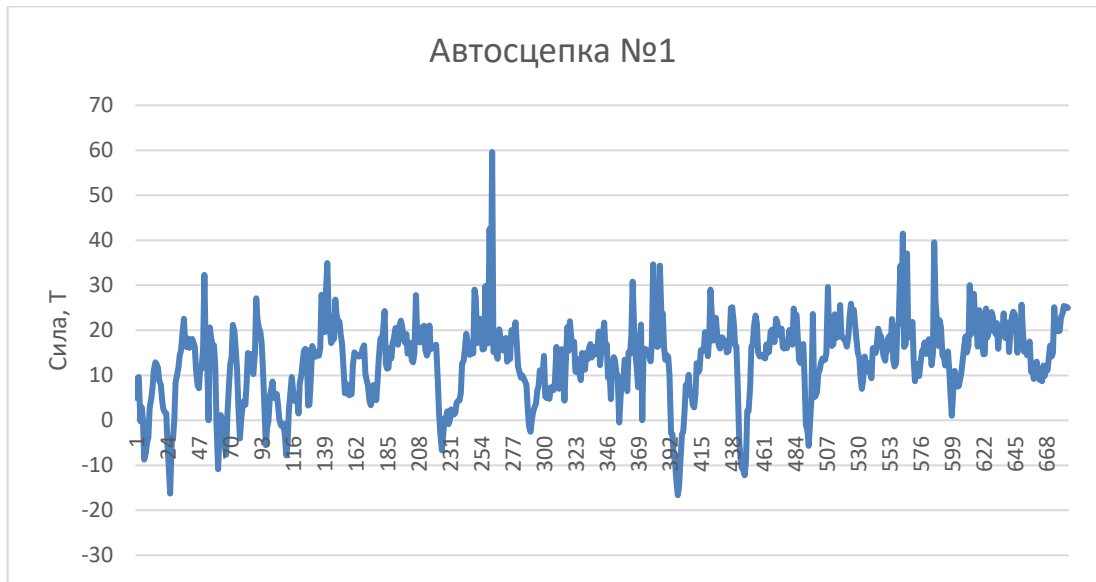


Рисунок 3.26 – Середина поїзда

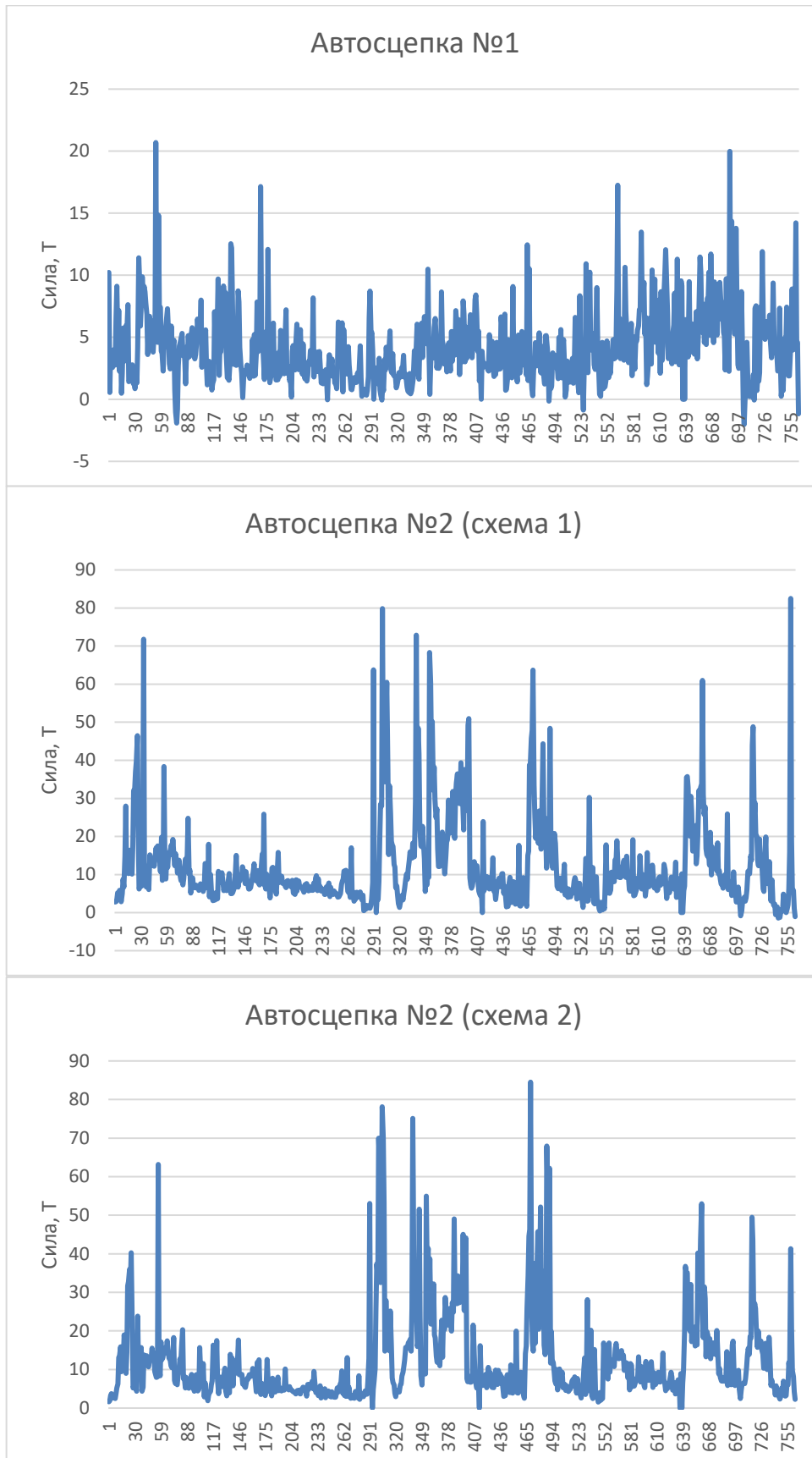


Рисунок 3.27 – Кінець поїзда

3.5 Визначення зон деформаційної чутливості диска колеса до силового навантаження

Місця розміщення тензорезисторів на дисках коліс й способи їхнього включення у вимірювальну схему повинні бути такими, щоб при достатній чутливості схеми до дії вимірюваної сили був якомога меншим вплив сили іншого напрямку. Тому дослідження з визначення на поверхні диску колеса зон, деформації яких викликаються дією суто вертикальних і горизонтальних контактних сил, необхідні для обґрунтування щодо обладнання колісних пар тензометричними схемами.

Для проведення розрахунків напружено-деформованого стану колісної пари методом кінцевих елементів створено 3D-моделі окремих елементів вагонної колісної пари та рейки типу Р65, з яких було складено загальну 3D-модель колісної пари, встановленої на рейки (рис. 3.28).

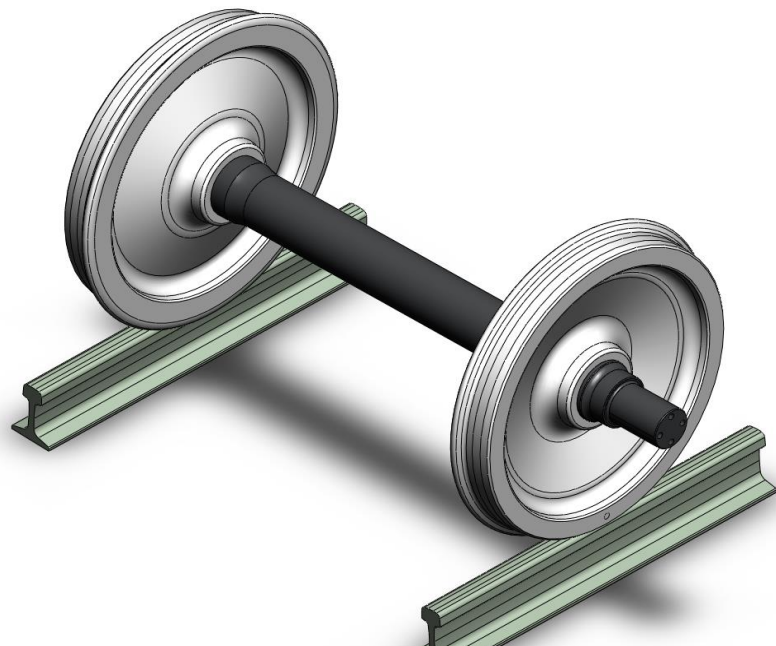


Рисунок 3.28 – 3D-модель колісної пари

Визначення зон деформаційної чутливості диска колеса проведено за наступними розрахунковими випадками навантаження колісної пари:

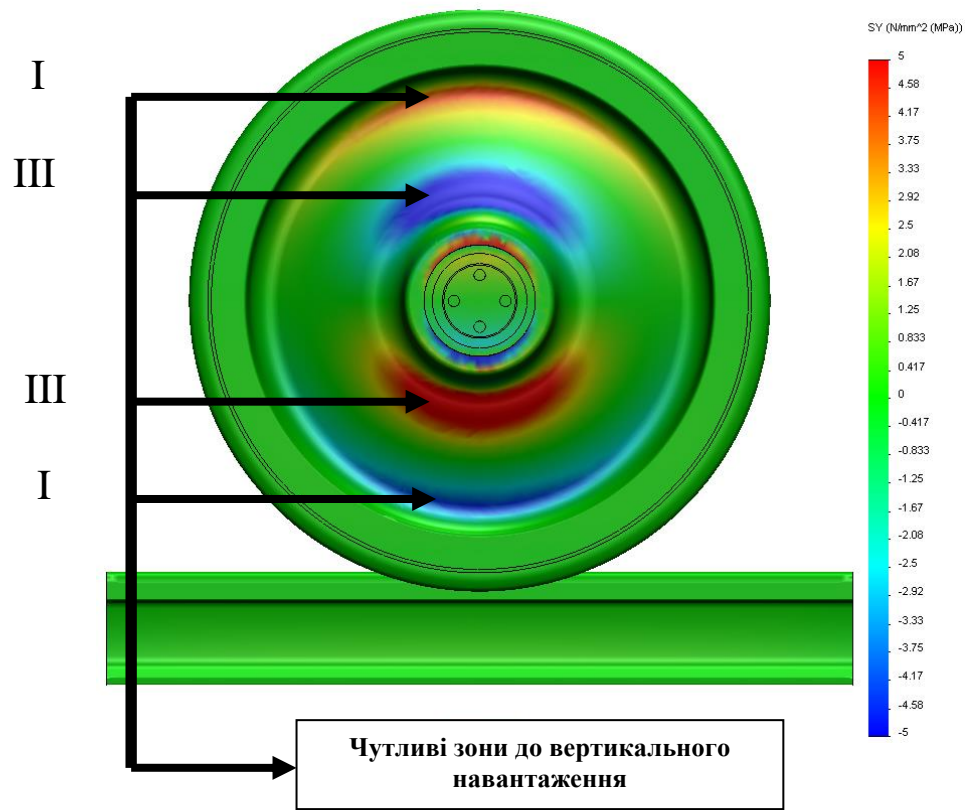
- вертикальне навантаження;

навантаження вертикальними силами та силами від дії тарувальної системи (горизонтальне навантаження).

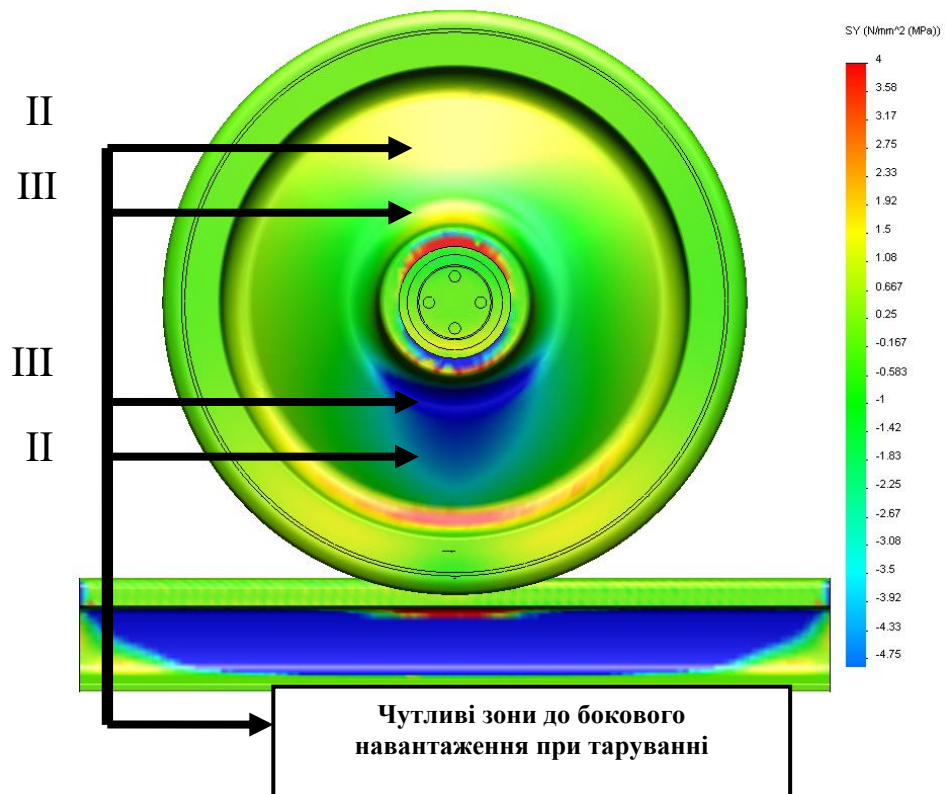
Вертикальні навантаження задавались, виходячи з маси вагона 52 т. Схемою бокового навантаження імітувалось прикладання до зовнішньої грані колеса над контактом з рейкою горизонтально направлених сил від тарувального пристрою. В розрахунках величина бокової сили задавалась на рівні 50 кН.

На рисунку 3.29 приведено картину розподілу поверхневих напружень колеса при вертикальному навантаженні (рис. 3.29а) та при одночасній дії вертикальних і бокових сил (рис. 3.29б). Як видно, найбільші напруження в диску колеса при вертикальному навантаженні виникають в зоні переходу диска до обода (зона I), а також в місці, що прилягає до маточини (зона III). При боковому навантаженні поряд з зоною прилягання до маточини спостерігається поширення деформацій на середню частину диска (зона II).

Таким чином, за результатами розрахунків напружено-деформованого стану диска колеса зона III виявилась найбільш чутливою за деформаціями як до вертикального, так і до бокового навантаження. Тому для вимірювання бокового навантаження слід обрати зону II, яка практично чутлива лише до бокових сил, а для вимірювання вертикального навантаження – зону I.



а)



б)

Рисунок 3.29 – Епюри нормальних радіальних напружень в диску колеса при вертикальному (а) та комбінованому (б) навантаженнях

Місця розміщення тензорезисторів на диску колісної пари й способи їхнього включення у вимірювальну схему повинні бути такими, щоб при достатній чутливості схеми до вимірюваної сили був виключений вплив на схему сили іншого напрямку. Таким чином, для роздільної реєстрації сил, що діють на колісну пару, потрібно визначити місця розміщення тензорезисторів, з яких кожний чутливий тільки до сили, що діє в одному напрямку.

Для уточнення місць розташування на диску колеса точок чутливих зон до дії вертикального та бокового навантаження проведено відповідні експериментальні дослідження. За схемою, тензорезистори були розміщені на диску колеса в радіальному напрямку з кроком співрозмірним з базою тензорезистора. Схему розміщення тензорезисторів на диску колеса представлено на рисунку 3.30, а координати їх розташування – на рисунку 3.31. Всього було встановлено по діаметральному напрямку колеса 20 тензорезисторів (рис. 3.32).

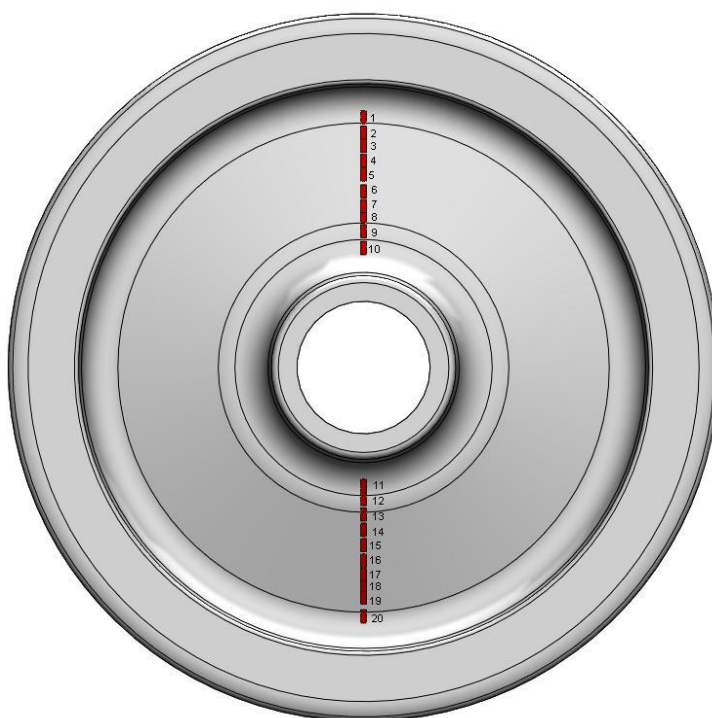


Рисунок 3.30 – Схема розміщення тензорезисторів на колесі вимірювальної колісної пари

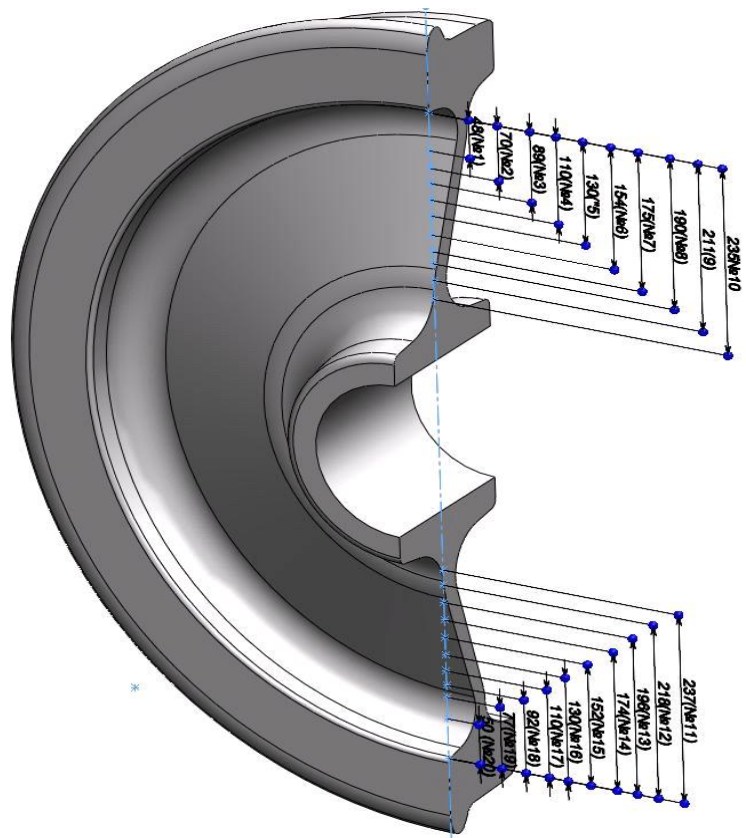


Рисунок 3.31 – Місця розташування тензорезисторів на колесі вимірювальної колісної пари



Рисунок 3.32 – Розміщення тензорезисторів на внутрішній поверхні диску колеса

Вертикальне навантаження колеса створювалось вагою кузова вагона. На рисунку 3.33 показано розподіл напружень від вертикального навантаження колеса, виміряних триразово в точках розміщення кожного тензорезистора. Як видно, в цьому випадку найбільші напруження виникають в точках 9 і 12. Ці точки розміщені симетрично відносно центра колеса. Нечутливими до вертикального навантаження є зони поблизу точок 3, 4 і 17.

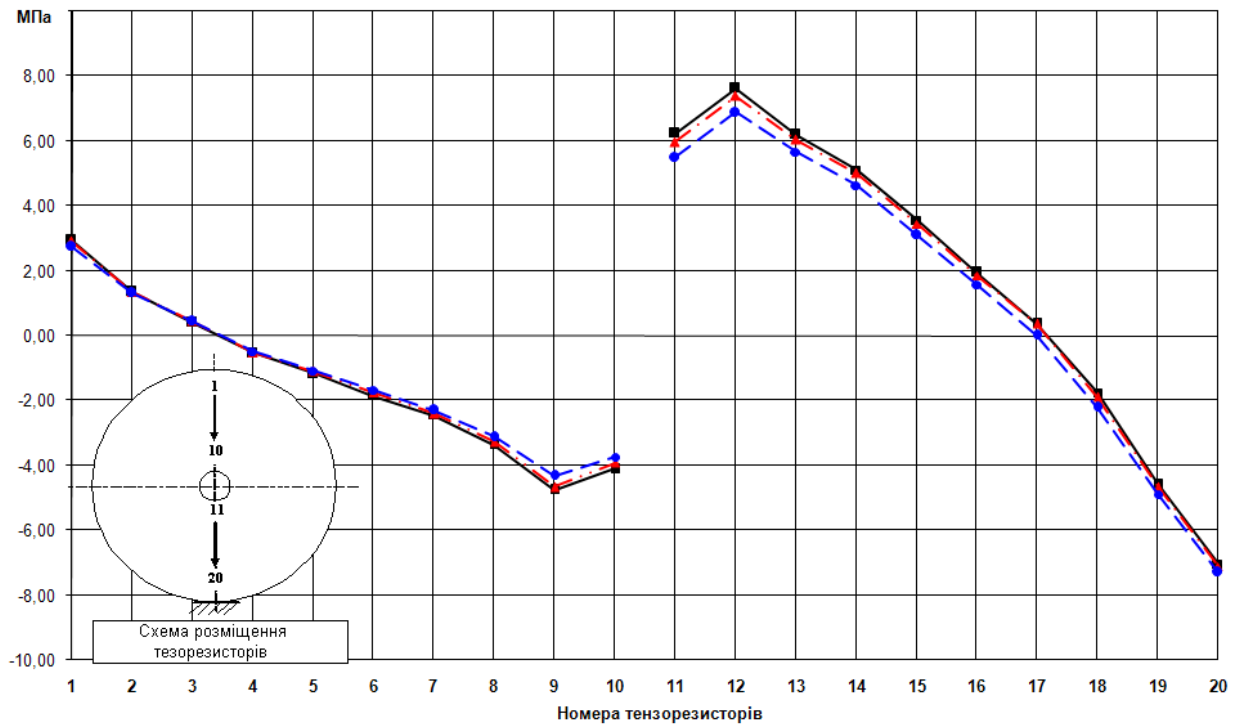


Рисунок 3.33 – Розподіл напружень на диску колеса при вертикальному навантаженні

Для навантаження колісних пар горизонтальними поперечними силами виконано тарувальним пристроєм.

Результати вимірювань напружень при навантаженні колеса боковими силами представлено на рисунку 3.34. Тут графіки розподілу напружень відповідають ступеневим значенням сил. Так як і при вертикальному навантаженні, в даному випадку найбільш чутливими виявились точки 9 і 12. Малочутливими до дії бокових сил є точка 3 і зона між точками 19 і 20.

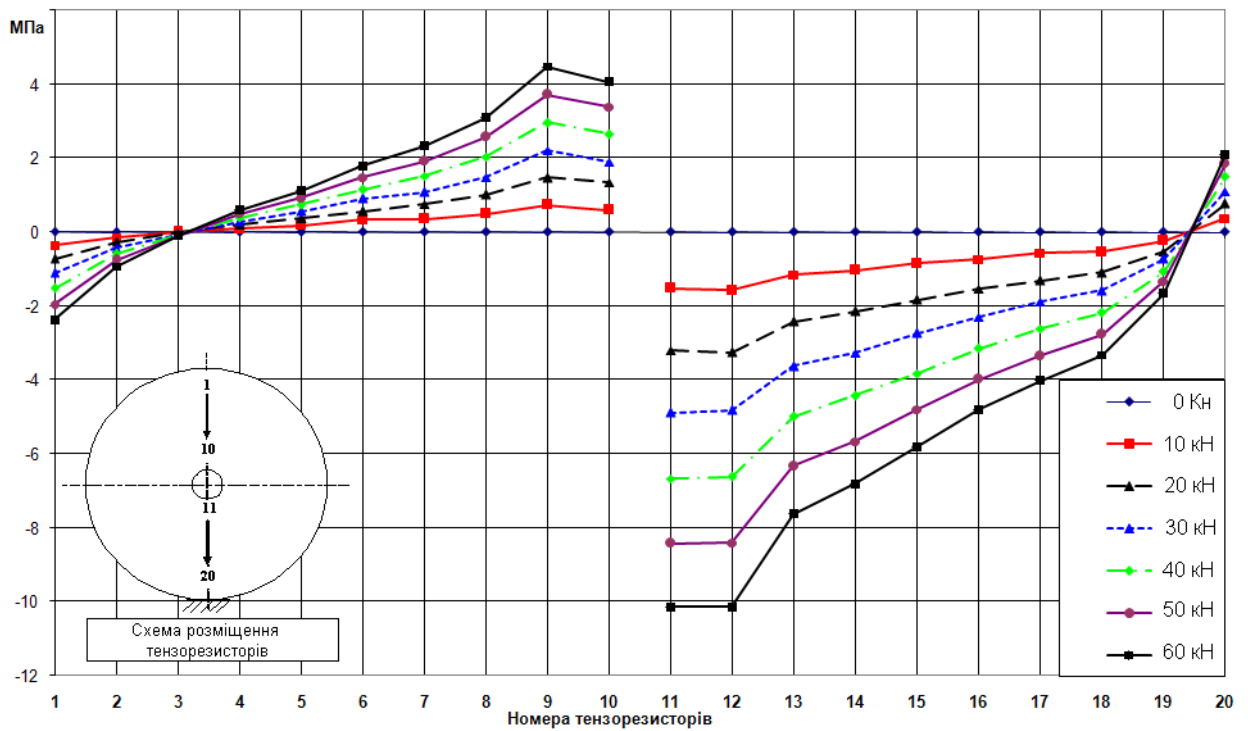


Рисунок 3.34 – Розподіл напружень на диску колеса при горизонтальному навантаженні

Отримані експериментальні дані дозволяють виділити зони максимальних напружень, що виникають на диску колеса при дії бокових (горизонтальних) і вертикальних навантажень. Дослідні дані з врахуванням результатів комп'ютерного моделювання навантаженості колеса дають підстави для розроблення уточненої тензометричної схеми для безпосередніх вимірювань сил взаємодії коліс і рейок.

Таблиця 3.1 – Значення напружень на диску колеса при горизонтальному навантаженні

№ тензорезистора	Покази тензорезисторів, МПа						
	0	1 тс	2 тс	3 тс	4 тс	5 тс	6 тс
1	0	-0.35	-0.73	-1.10	-1.52	-1.95	-2.37
2	0	-0.15	-0.27	-0.43	-0.58	-0.76	-0.94
3	0	0.01	-0.01	-0.06	-0.09	-0.09	-0.09
4	0	0.10	0.20	0.28	0.40	0.50	0.61
5	0	0.19	0.37	0.56	0.75	0.93	1.12
6	0	0.34	0.57	0.91	1.16	1.49	1.79
7	0	0.36	0.75	1.09	1.52	1.92	2.34
8	0	0.49	1.02	1.48	2.04	2.57	3.10
9	0	0.73	1.48	2.22	2.97	3.72	4.47
10	0	0.60	1.35	1.91	2.66	3.40	4.07
11	0	-1.51	-3.19	-4.87	-6.67	-8.42	-10.14
12	0	-1.57	-3.26	-4.82	-6.62	-8.40	-10.13
13	0	-1.15	-2.42	-3.62	-4.98	-6.33	-7.62
14	0	-1.03	-2.15	-3.27	-4.42	-3.66	-6.81
15	0	-0.85	-1.83	-2.73	-3.82	-4.79	-5.80
16	0	-0.73	-1.53	-2.29	-3.14	-3.98	-4.80
17	0	-0.57	-1.30	-1.87	-2.61	-3.34	-4.01
18	0	-0.54	-1.09	-1.58	-2.18	-2.77	-3.33
19	0	-0.23	-0.52	-0.72	-1.07	-1.33	-1.65
20	0	0.38	0.77	1.11	1.50	1.84	2.11

Таблиця 3.2 – Значення напружень на диску колеса при вертикальному навантаженні

№ тензорезистора	Покази тензорезисторів, МПа						
	6 тс	5 тс	4 тс	3 тс	2 тс	1 тс	0
1	-2.20	-1.87	-1.53	-1.12	-0.75	-0.38	0
2	-0.84	-0.69	-0.65	-0.46	-0.27	-0.13	0
3	-0.01	-0.01	-0.01	0.00	0.00	-0.01	0
4	0.71	0.58	0.48	0.37	0.25	0.13	0
5	1.12	0.93	0.75	0.57	0.38	0.19	0
6	1.69	1.40	1.20	0.85	0.65	0.28	0
7	2.29	1.92	1.60	1.23	0.85	0.44	0
8	3.06	2.55	2.17	1.61	1.10	0.57	0
9	4.30	3.61	3.09	2.24	1.50	0.75	0
10	4.03	3.35	2.81	2.07	1.49	0.74	0
11	-9.93	-8.40	-7.09	-5.22	-3.55	-1.86	0
12	-9.89	-8.25	-6.97	-5.12	-3.55	-1.74	0
13	-7.51	-6.29	-5.34	-3.92	-2.69	-1.37	0
14	-6.68	-5.56	-4.78	-3.50	-2.38	-1.26	0
15	-5.71	-4.79	-4.10	-2.98	-2.05	-1.08	0
16	-4.60	-3.85	-3.28	-2.40	-1.64	-0.84	0
17	-3.82	-3.18	-2.72	-2.02	-1.32	-0.71	0
18	-3.17	-2.61	-2.25	-1.68	-1.12	-0.56	0
19	-1.49	-1.28	-1.12	-0.78	-0.56	-0.30	0
20	2.28	1.89	1.56	1.15	0.77	0.40	0

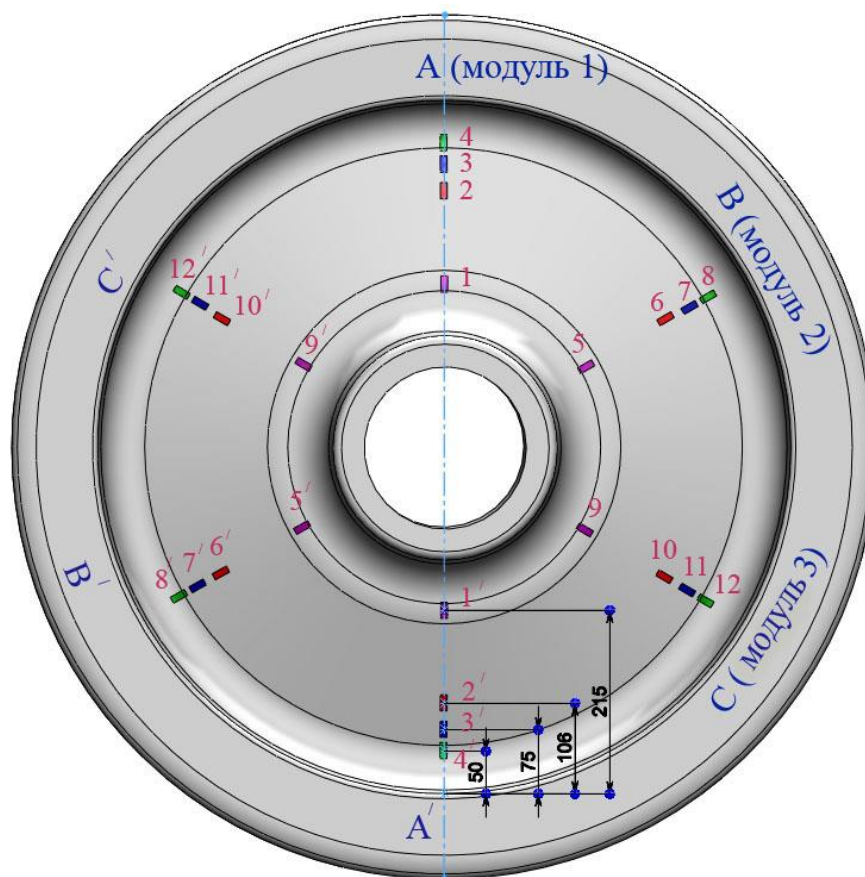
На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень та аналізу існуючих систем вимірювання сил, які діють на ходові частини рухомого складу, рекомендовано проводити вимірювання контактних сил за деформаціями дисків коліс колісних пар. При цьому тензорезистори встановлюються на внутрішній поверхні диску.

Проведені дослідження показали, що розробки систем безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок засновані на використанні технологій,

які дозволяють обладнання колісних пар довільної конфігурації без втручання в конструкцію і використовують бездротову передачу сигналів від тензометричних схем.

Принципова перевага даного методу полягає в тому, що він надає можливість вимірювати сили Y і Q постійно і близько до інтерфейсу колесо-рейка. Можливо також вимірювати досить високочастотні процеси силової дії. Точність вимірювань може бути достатньо високою (в межах 5-10%).

За проведеними розрахунками та експериментальними даними з визначення зон деформаційної чутливості диску стандартного вагонного колеса до вертикальних і бокових навантажень рекомендовано схему розміщення тензорезисторів для визначення контактних сил взаємодії коліс і рейок, яку зображено на рисунку 3.35. Тут точками 1-1', 5-5', 9-9' позначено місця, де виникають найбільші напруження. Для вимірювання бокових сил виділено точки 2-2', 6-6', 10-10', а для вертикальних – 3-3', 7-7', 11-11'. Вимірювання деформацій в точках 4-4', 8-8', 12-12' призначено для визначення миттєвого положення колеса під час руху вагона. Вказані точки розміщуються на діаметральних напрямках А-А', В-В', С-С'. З встановлених у визначених точках тензорезисторів монтуються відповідні тензометричні схеми.



- точки для вимірювання бокового навантаження
- точки для вимірювання вертикального навантаження
- точки максимальної деформації диска колеса
- точки позиціювання

Рисунок 3.35 – Рекомендована схема розміщення тензорезисторів на поверхні диска колеса

Для досягнення точних і надійних вимірювань потрібна значна увага при встановлюванні тензометричних схем на колесах вимірювальної колісної пари. Оскільки колісна пара має працювати в умовах широкого діапазону динамічних навантажень, підвищеної вологості і значних коливань температури, то для забезпечення надійної роботи вимірювальних схем застосовують захист від води, мастила та вібрацій.

3.6 Теоретичні дослідження динамічної навантаженості коліс пасажирських вагонів при підвищених швидкостях руху

Для оцінки динамічної навантаженості коліс пасажирського вагона було створено комп'ютерну модель динаміки пасажирського вагона.

За допомогою розробленої комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона виконані розрахунки з визначення сил взаємодії коліс з рейками за рівнем і характером змінювання у часі. Розглянуто рух вагона прямою колією з реальними нерівностями при швидкостях 36, 72, 108, 144 і 180 км/год.

На рисунках 3.36 – 3.51 наведено одержані реалізації змін в часі (осцилограми) поперечних горизонтальних (F_{y_11}) і вертикальних (F_{z_11}) сил взаємодії при швидкості $V = 108$ км/год.

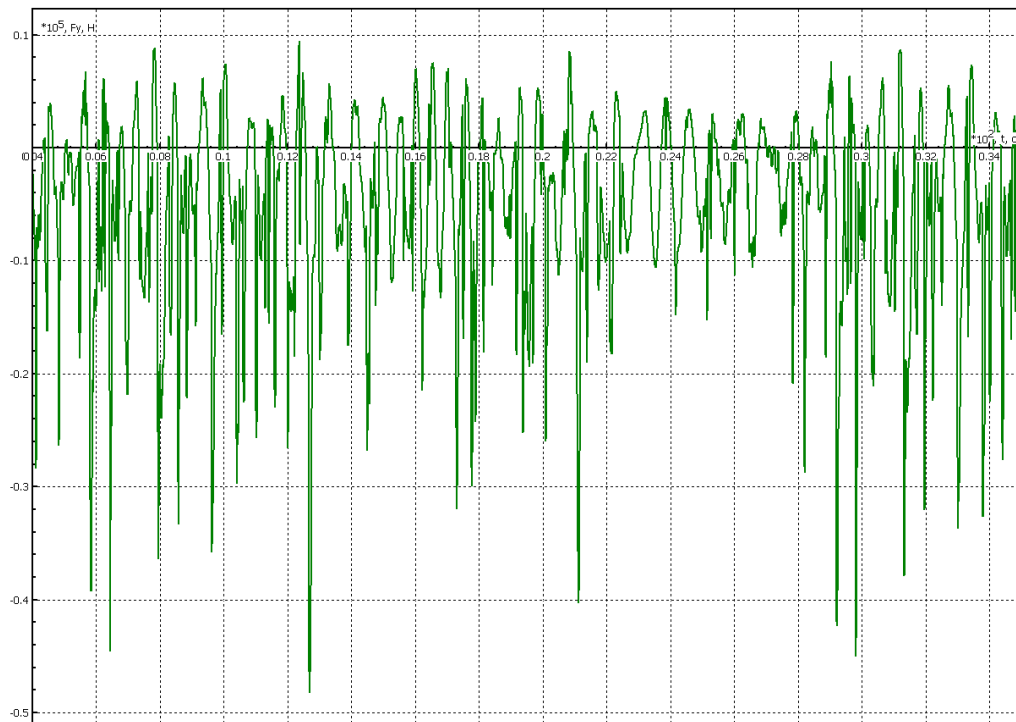


Рисунок 3.36 — Осцилограма сили F_{y_11} (ліве колесо першої колісної пари)

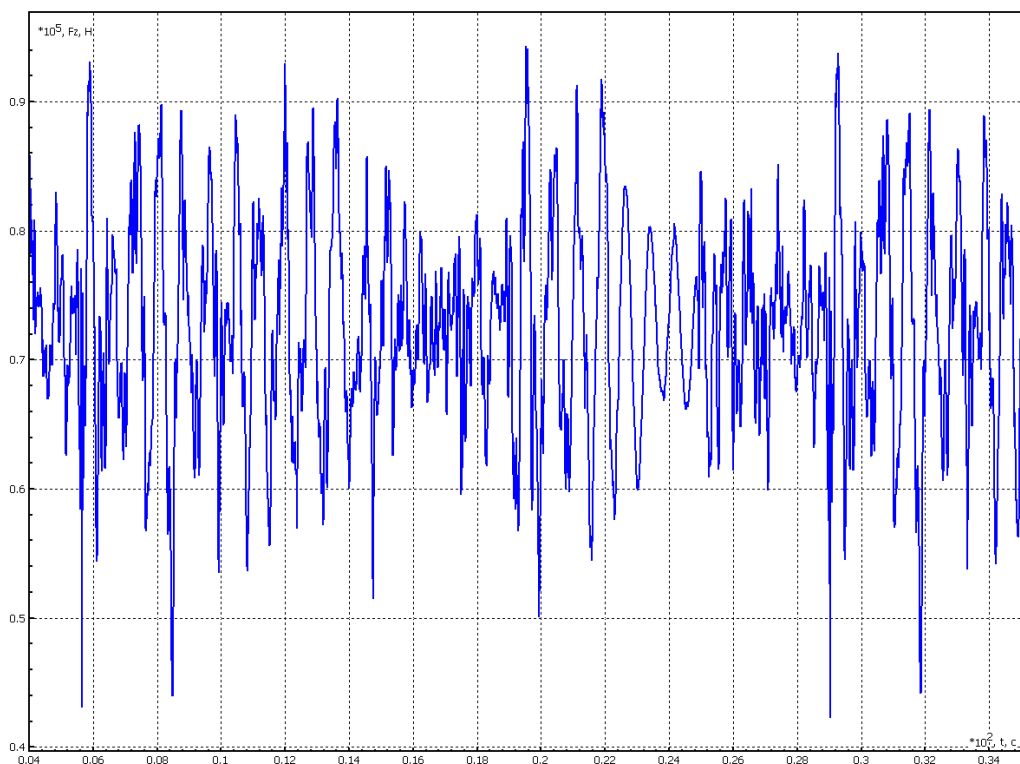


Рисунок 3.37 – Осцилограма сили Fz_{11} (ліве колесо першої колісної пари)

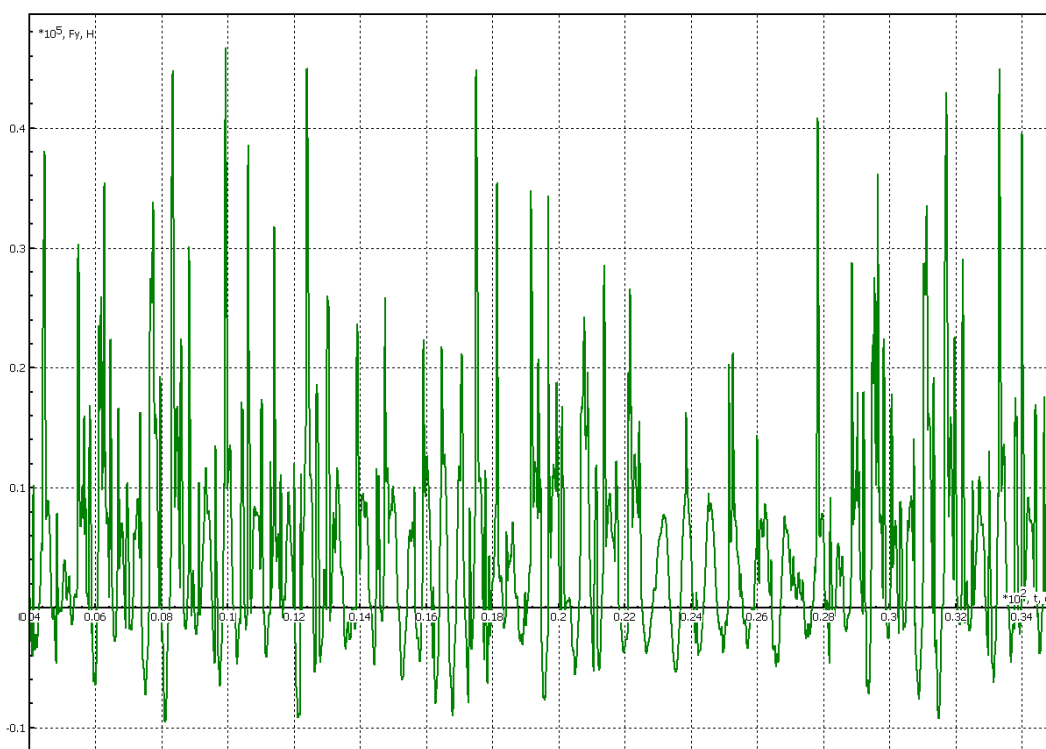


Рисунок 3.38 – Осцилограма сили Fy_{1r} (праве колесо першої колісної пари)

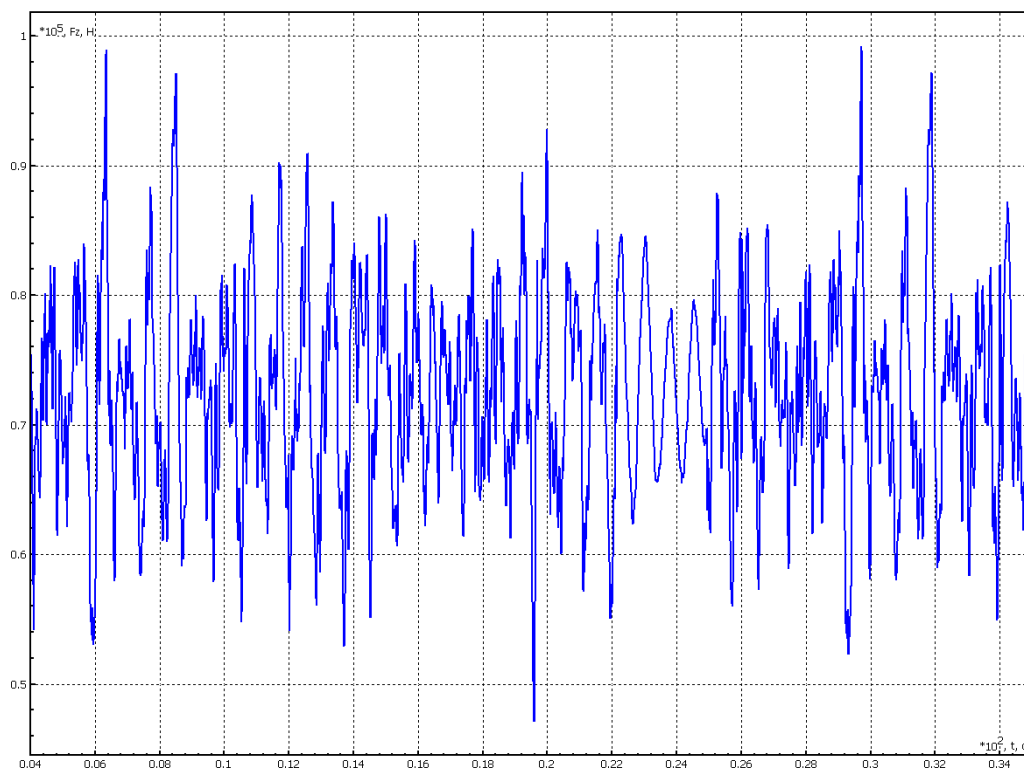


Рисунок 3.39 – Осцилограма сили Fz_1r (праве колесо першої колісної пари)

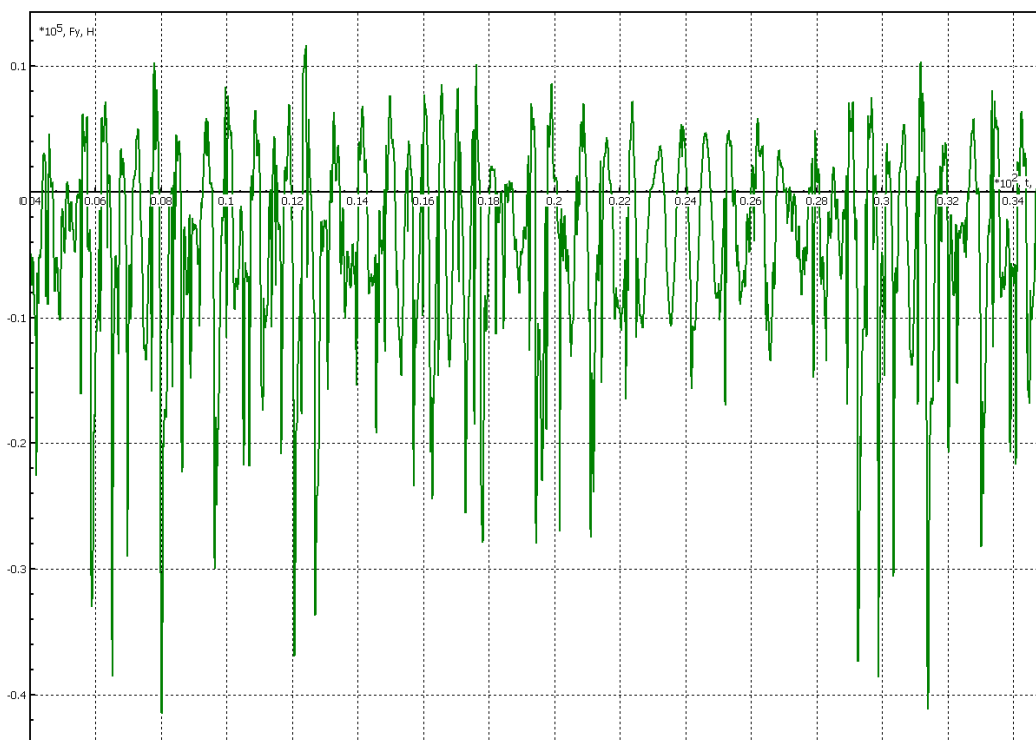


Рисунок 3.40 – Осцилограма сили Fy_2l (ліве колесо другої колісної пари)

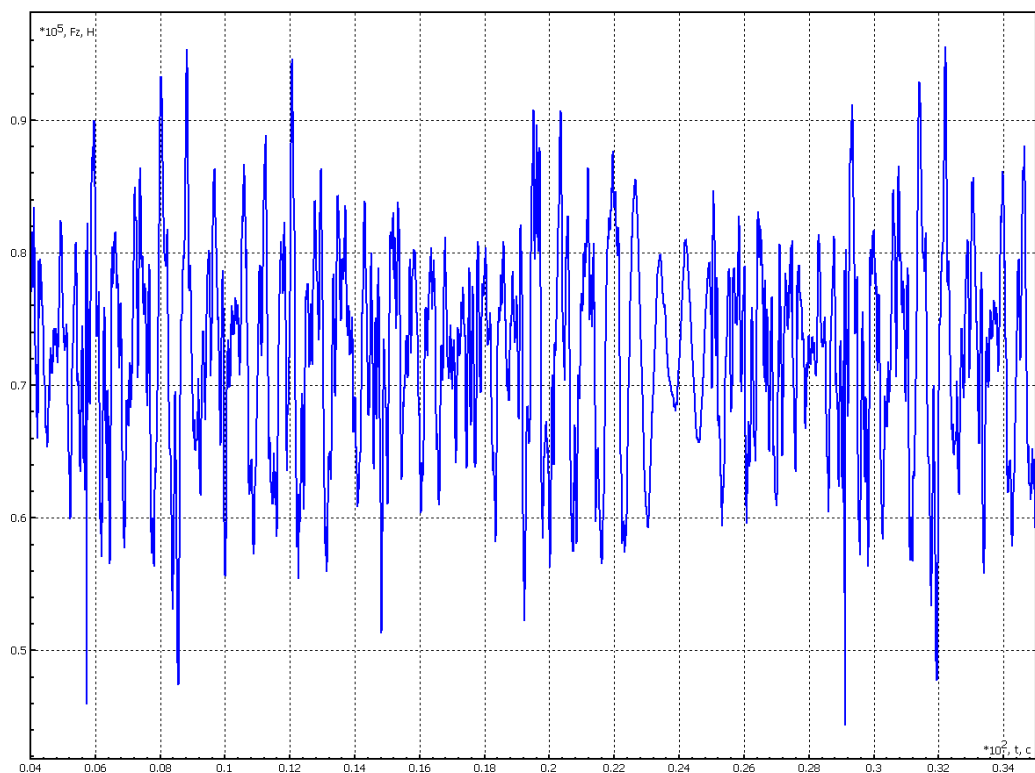


Рисунок 3.41 – Осцилограма сили F_{z_2l} (ліве колесо другої колісної пари)

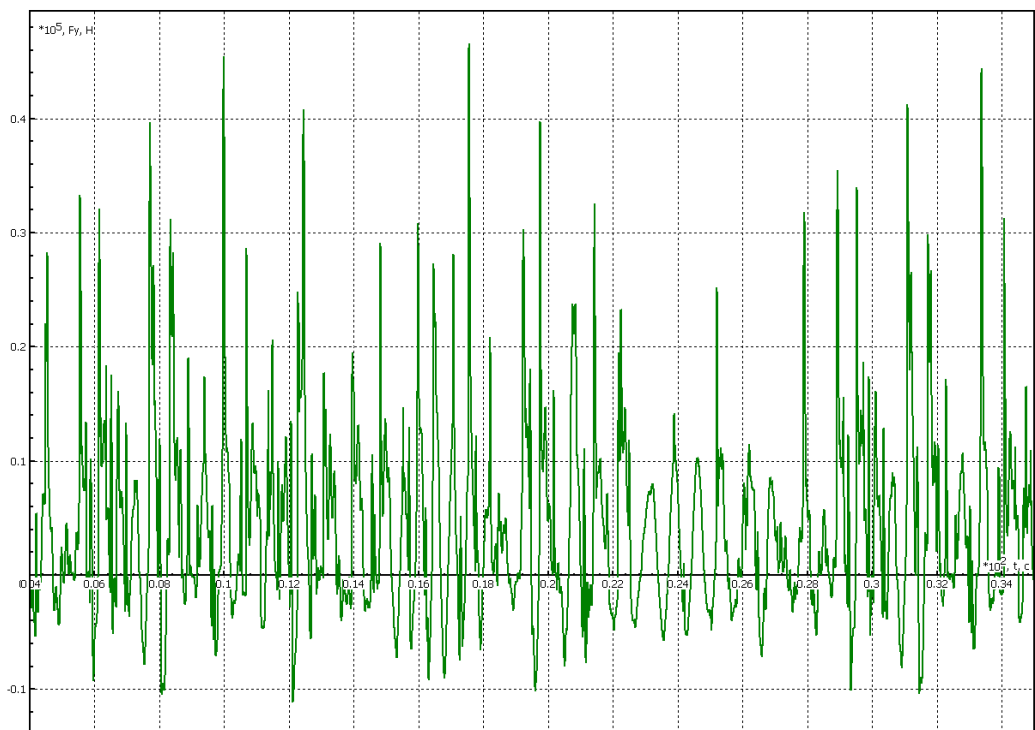


Рисунок 3.42 – Осцилограма сили F_{y_2r} (праве колесо другої колісної пари)

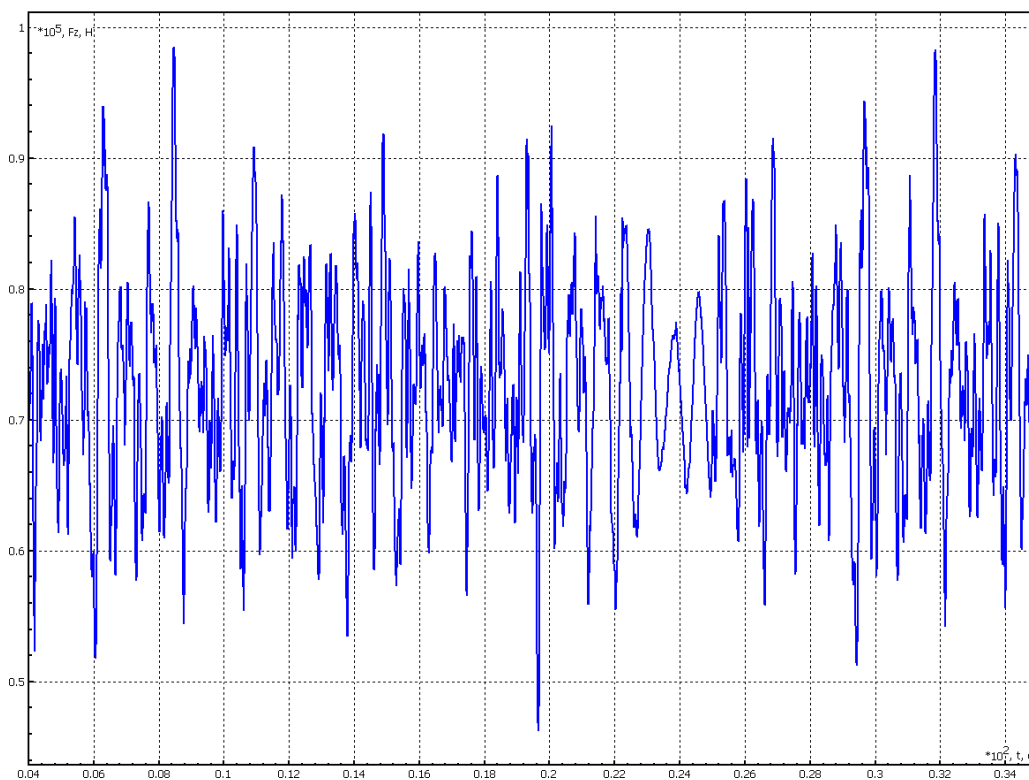


Рисунок 3.43 – Осцилограм сили Fz_{2r} (праве колесо другої колісної пари)

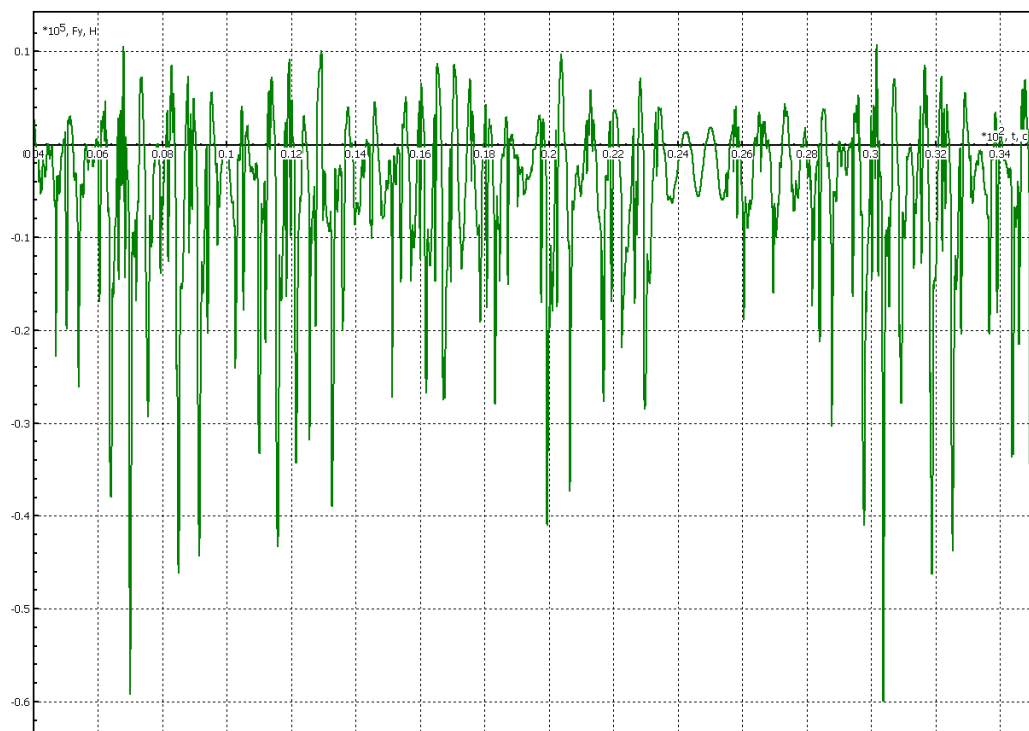


Рисунок 3.44– Осцилограма сили Fy_{3l} (ліве колесо третьої колісної пари)

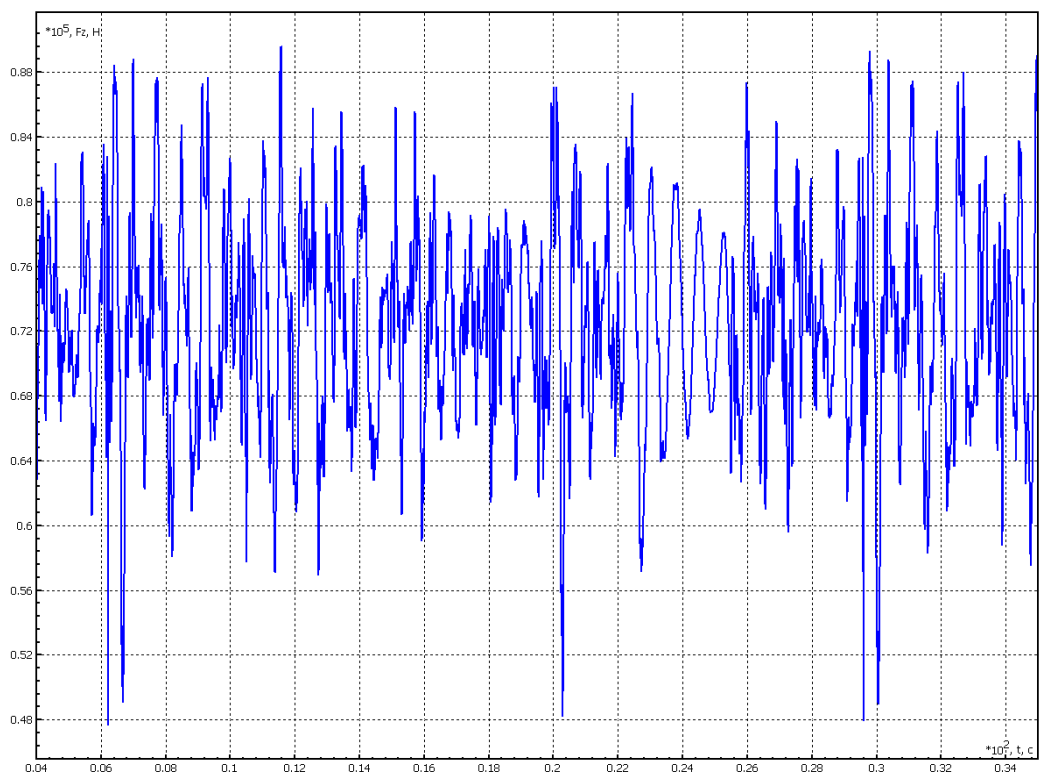


Рисунок 3.45 – Осцилограма сил Fz_{31} (ліве колесо третьої колісної пари)

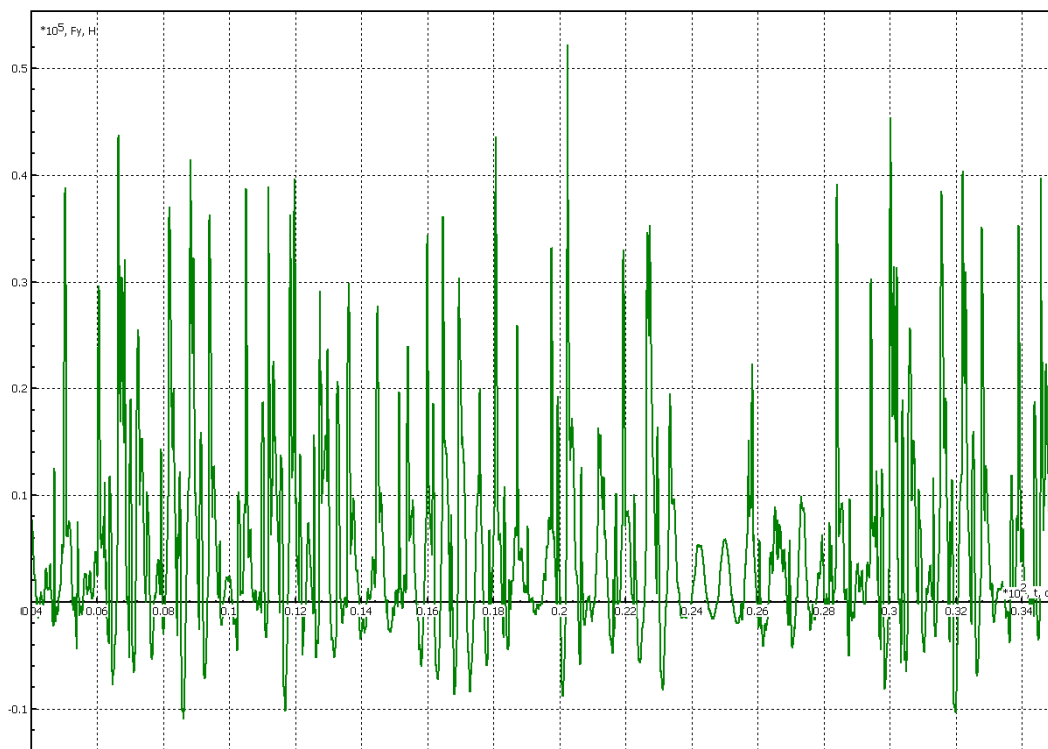


Рисунок 3.46 – Осцилограма сили Fy_{3r} (ліве колесо третьої колісної пари)

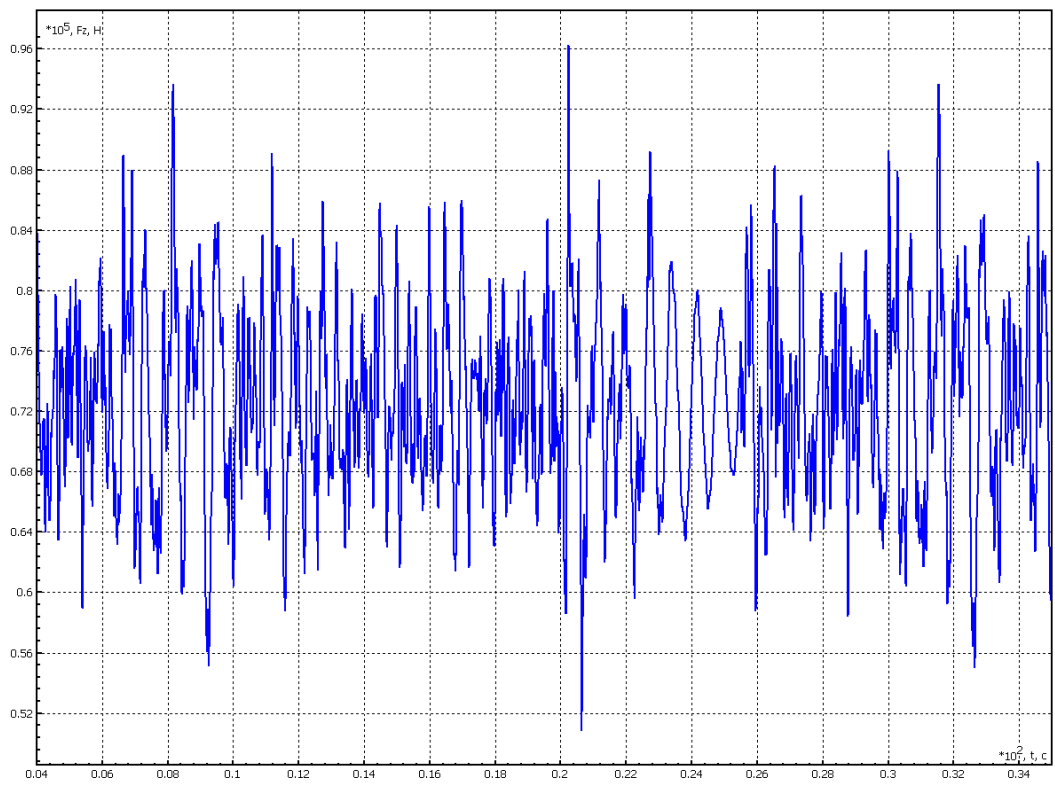


Рисунок 3.47 – Осцилограма сили Fz_{3r} (праве колесо третьої колісної пари)

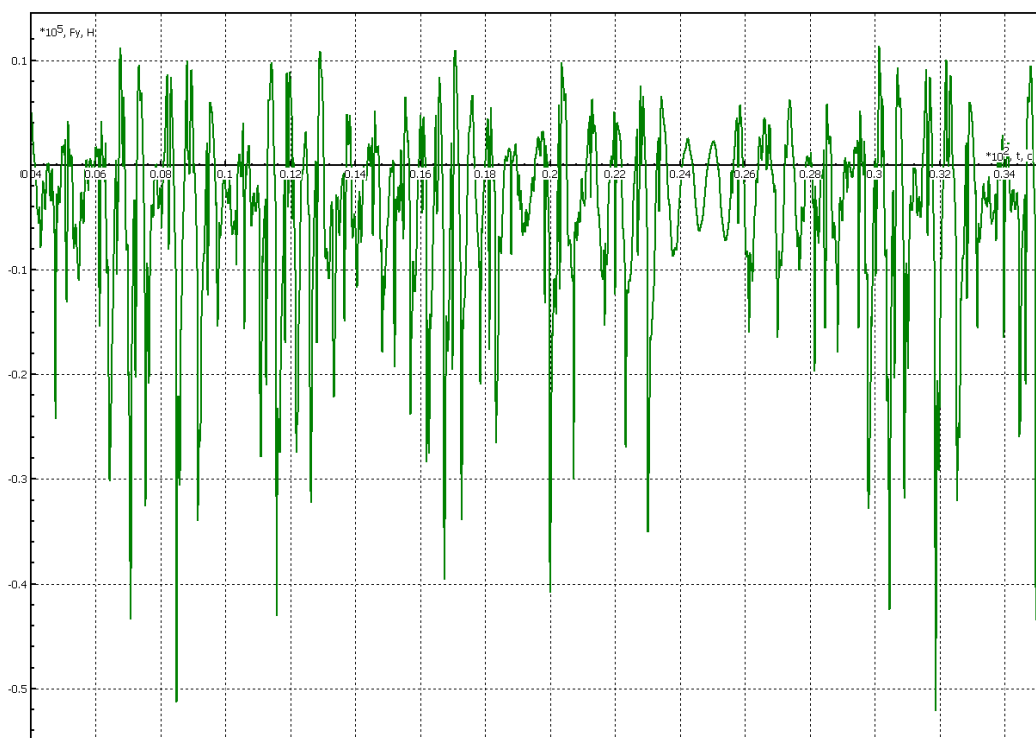


Рисунок 3.48 – Осцилограма сили Fy_{4l} (ліве колесо четвертої колісної пари)

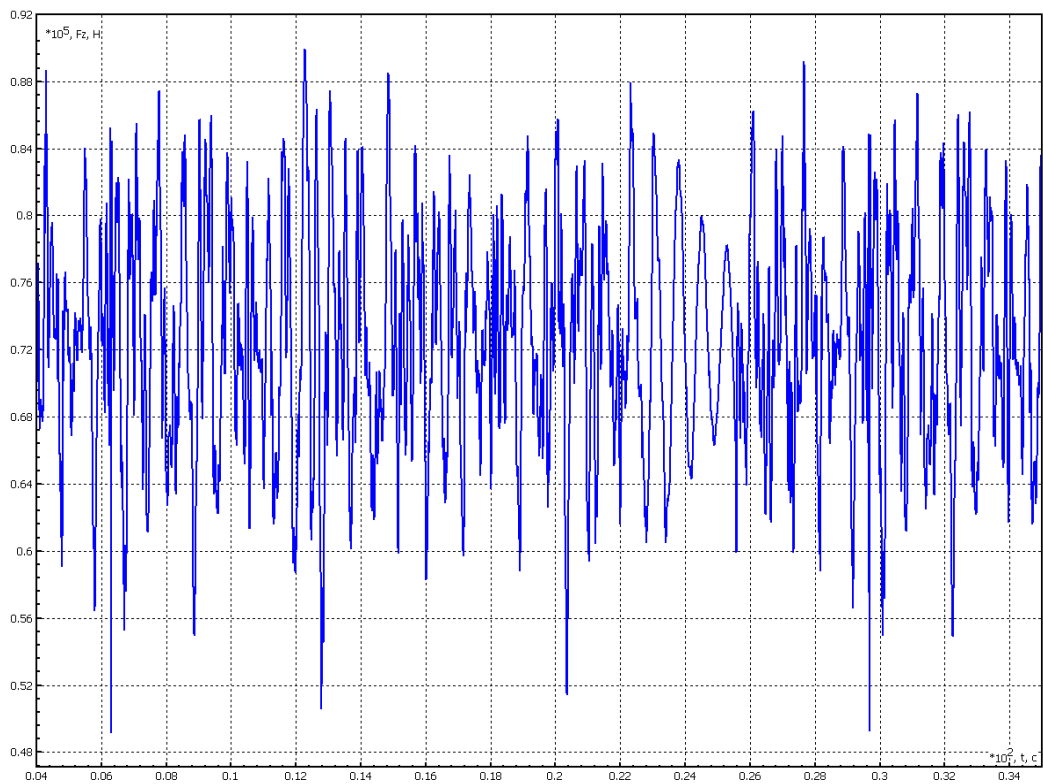


Рисунок 3.49– Осцилограма сили Fz_4l (ліве колесо четвертої колісної пари)

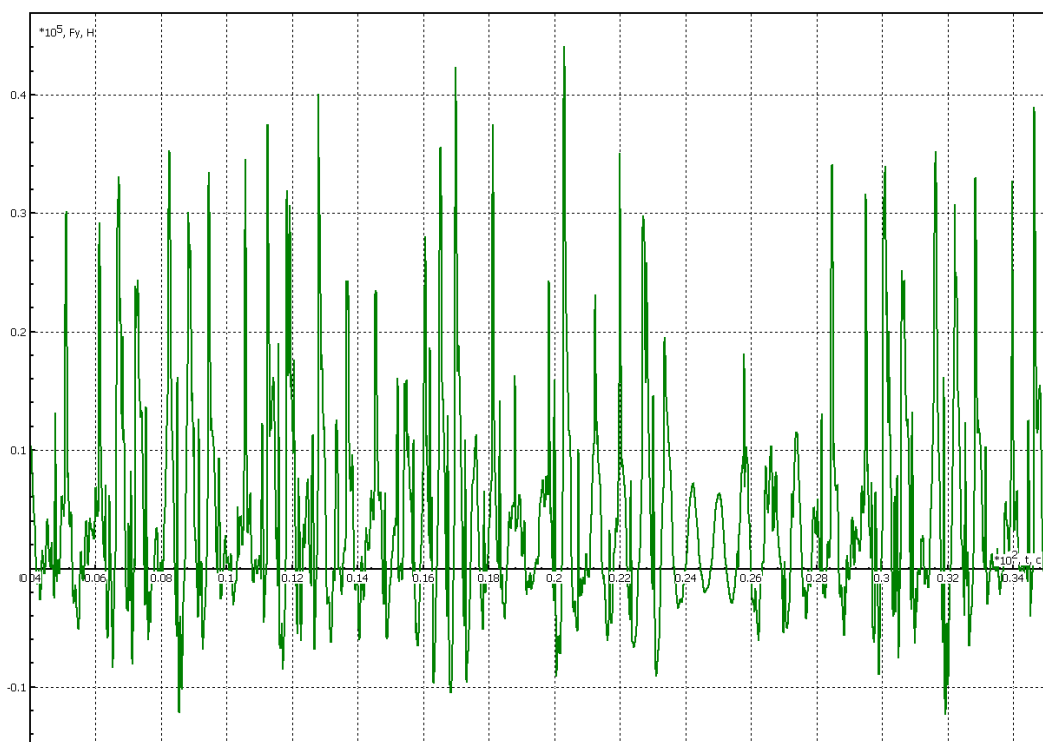


Рисунок 3.50 – Осцилограма сили Fy_4r (праве колесо четвертої колісної пари)

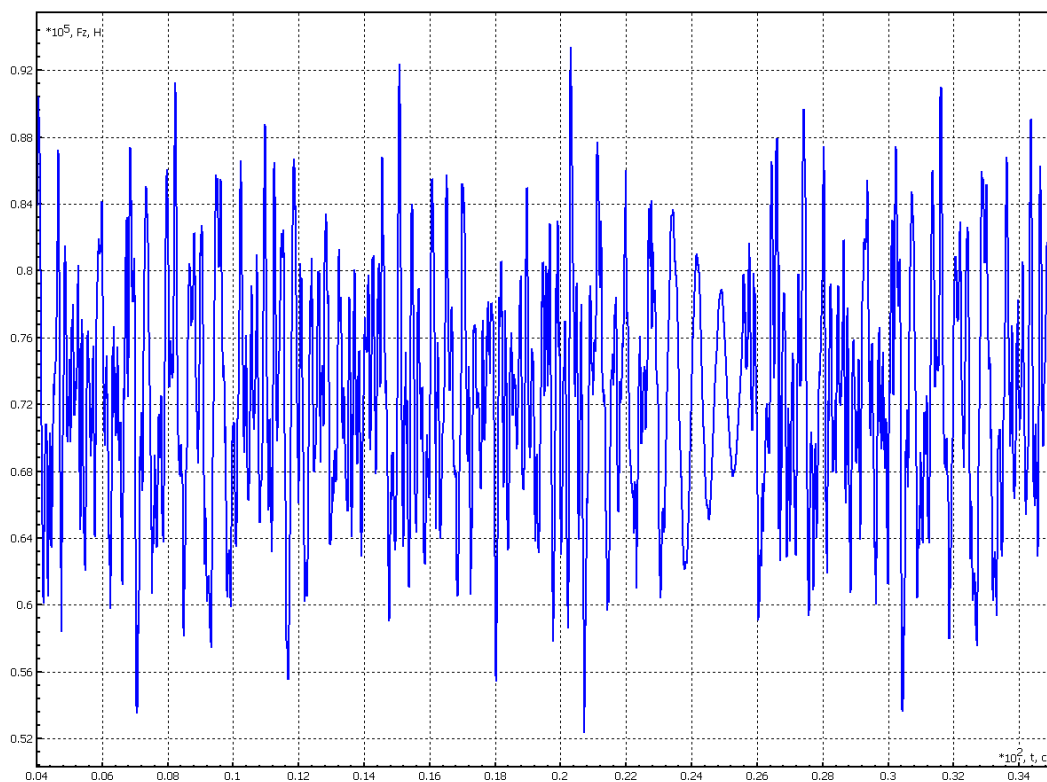


Рисунок 3.51 – Осцилограма сили Fz_{4r} (праве колесо четвертої колісної пари)

Реалізації за типом наведених вище піддавались статистичній обробці. Результати статистичної обробки зведено в таблиці 3.3 та 3.4.

Таблиця 3.3 – Статистичні характеристики поперечних сил взаємодії коліс

і рейок

Колісна пара	Колесо	Вихідний ідентифікатор	Середньоквадратичні відхилення, кН				
			Математичне сподівання, кН				
			Швидкості руху, км/год				
			36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	Fy_1l	4,93	5,75	8,44	17,15	19,58
			-3,4	-3,97	-5,08	-8,56	-9,18
	Праве	Fy_1r	4,81	5,98	8,71	17,94	19,75
			3,42	3,97	5,04	8,80	9,22
КП №2	Ліве	Fy_2l	3,24	4,51	7,87	19,38	22,87
			-2,34	-3,18	-4,29	-9,60	-11,47
	Праве	Fy_2r	3,17	4,91	8,23	19,94	23,02
			2,34	3,20	4,26	9,67	11,37
КП №3	Ліве	Fy_3l	4,87	5,16	9,31	17,85	19,47
			-3,20	-3,63	-5,23	-8,99	-8,89
	Праве	Fy_3r	4,69	5,18	9,21	18,21	19,06
			3,17	3,66	5,23	9,14	8,90
КП №4	Ліве	Fy_4l	3,23	3,84	8,57	20,17	22,45
			-2,25	-2,83	-4,40	-10,15	-10,76
	Праве	Fy_4r	3,14	4,12	8,72	20,26	22,10
			2,30	2,80	4,45	10,18	10,60

Таблиця 3.4 – Статистичні характеристики вертикальних сил взаємодії коліс і рейок

Колісна пара	Колесо	Вихідний ідентифікатор	Середньоквадратичні відхилення, кН				
			Математичне сподівання, кН				
			Швидкості руху, км/год				
			36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	Fz_1l	5,23	5,43	7,96	10,01	15,50
			72,45	72,51	72,53	72,49	72,58
	Праве	Fz_1r	5,37	5,86	7,70	10,52	15,45
			72,68	72,64	72,58	72,75	72,68
КП №2	Ліве	Fz_2l	4,25	4,52	7,78	11,45	17,43
			72,58	72,54	72,54	72,55	72,56
	Праве	Fz_2r	4,28	4,99	7,87	12,08	17,57
			72,59	72,62	72,59	72,64	72,55
КП №3	Ліве	Fz_3l	5,11	4,66	6,36	9,86	15,04
			72,48	72,48	72,53	72,52	72,51
	Праве	Fz_3r	5,20	4,99	6,25	10,32	15,42
			72,64	72,65	72,62	72,63	72,66
КП №4	Ліве	Fz_4l	4,18	4,92	6,66	11,27	16,61
			72,45	72,54	72,53	72,53	72,52
	Праве	Fz_4r	4,31	5,25	6,92	11,92	17,40
			72,71	72,60	72,67	72,55	72,54

На рисунках 3.52 та 3.53 представлено графіки залежностей СКВ (середньоквадратичних відхилень) сил взаємодії коліс і рейок від швидкості руху вагона. З приведених графіків видно, що СКВ горизонтальних сил інтенсивно наростають в діапазоні швидкостей 108-144 км/год. СКВ вертикальних сил плавно наростають з підвищенням швидкості руху вагона.

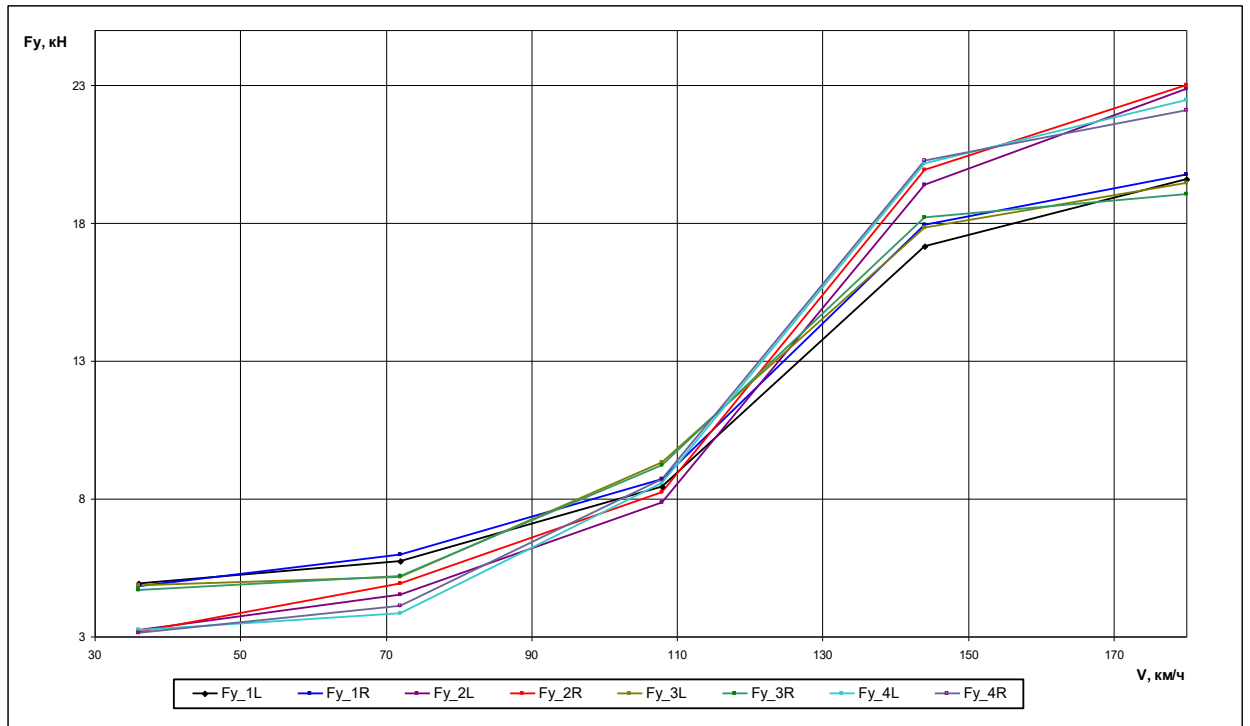


Рисунок 3.52 – СКВ горизонтальних сил взаємодії

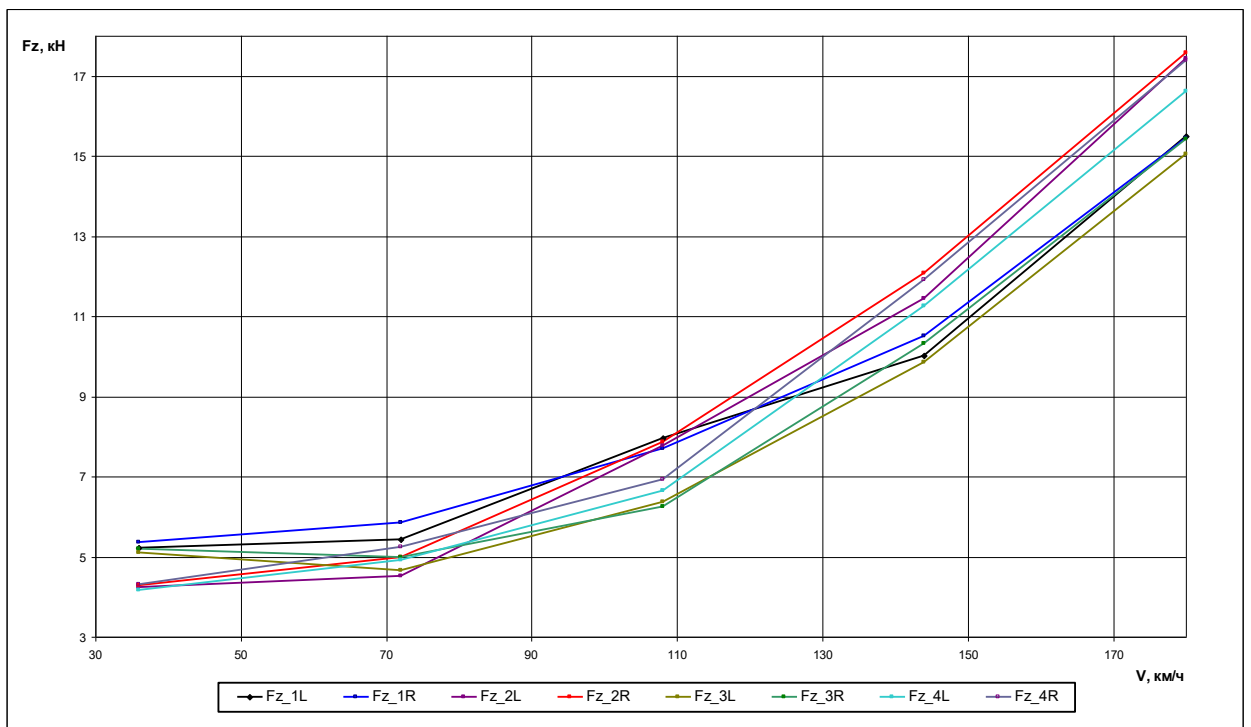


Рисунок 3.53 – СКВ вертикальних сил взаємодії

Максимальні значення досліджуваних величин x_{\max} визначаються за виразом:

$$x_{\max} = \bar{x} + k s, \quad (3.8)$$

де \bar{x} - математичне сподівання; s - середньоквадратичне відхилення; k - коефіцієнт, який залежить від заданого рівня достовірності. Для величин сил взаємодії коліс і рейок, які є важливими для оцінки безпеки руху, $k = 3$.

В таблицях 3.5 та 3.6 приведені максимальні значення сил взаємодії коліс і рейок.

Таблиця 3.5 — Максимальні значення сил, що діють в контакті «колесо-рейка» у поперечному напрямку

Колісна пара	Колесо	Вихідний ідентифікатор	Максимальне значення сили, кН				
			Швидкості руху, км/год				
			36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	Fy_1l	18,19	21,22	30,4	60,01	67,92
	Праве	Fy_1r	17,85	21,91	31,17	62,62	68,47
КП №2	Ліве	Fy_2l	12,06	16,71	27,9	67,74	80,08
	Праве	Fy_2r	11,85	17,93	28,95	69,49	80,43
КП №3	Ліве	Fy_3l	17,81	19,11	33,16	62,54	67,3
	Праве	Fy_3r	17,24	19,2	32,86	63,77	66,08
КП №4	Ліве	Fy_4l	11,94	14,35	30,11	70,66	78,11
	Праве	Fy_4r	11,72	15,16	30,61	70,96	76,9

Таблиця 3.6 — Максимальні значення сил, що діють в контакті «колесо-рейка» у вертикальному напрямку

Колісна пара	Колесо	Вихідний ідентифікатор	Максимальне значення сили, кН				
			Швидкості руху, км/год				
			36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	Fz_1l	88,14	88,8	96,41	102,52	119,08
	Праве	Fz_1r	88,79	90,22	95,68	104,31	119,03
КП №2	Ліве	Fz_2l	85,33	86,1	95,88	106,9	124,85
	Праве	Fz_2r	85,43	87,59	96,2	108,88	125,26
КП №3	Ліве	Fz_3l	87,81	86,46	91,61	102,1	117,63
	Праве	Fz_3r	88,24	87,62	91,37	103,59	118,92
№4	Ліве	Fz_4l	84,99	87,3	92,51	106,34	122,35
	Праве	Fz_4r	85,64	88,35	93,43	108,31	124,74

Як видно з даних таблиці 3.5, рівень горизонтальних сил взаємодії коліс і рейок зростає з підвищенням швидкості руху. Причому з ростом V до 144 км/год значення горизонтальних сил наближаються до величини статичного навантаження від колеса на рейку, а при $V = 180$ км/год сили від коліс другої і четвертої колісних пар перевищують цю величину.

Дані таблиці 3.6 показують, що динамічні добавки вертикальних сил взаємодії коліс і рейок при $V = 108$ км/год становлять 30% від статичного навантаження, при $V = 144$ км/год – 50%, а при $V = 180$ км/год досягають 75%.

Одним із важливих аспектів в системі безпосереднього вимірювання сил контактної взаємодії коліс і рейок є визначення зон деформаційної чутливості на

дисках коліс від дії вертикальних та бокових сил. Із визначених зон важливо локалізувати такі, деформації в яких були наслідком дії сил одного напрямку.

Для визначення цих зон було проведено розрахунок методом кінцевих елементів для трьох розрахункових схем:

- вертикальне навантаження колісної пари;
- навантаження вертикальними силами та силами від дії тарувальної системи;
- навантаження колісної пари вертикальними та горизонтальними силами при проходженні криволінійних ділянок колії.

Нижче приведено результати розрахунків характеристик НДС при заданих схемах навантаження колісної пари.

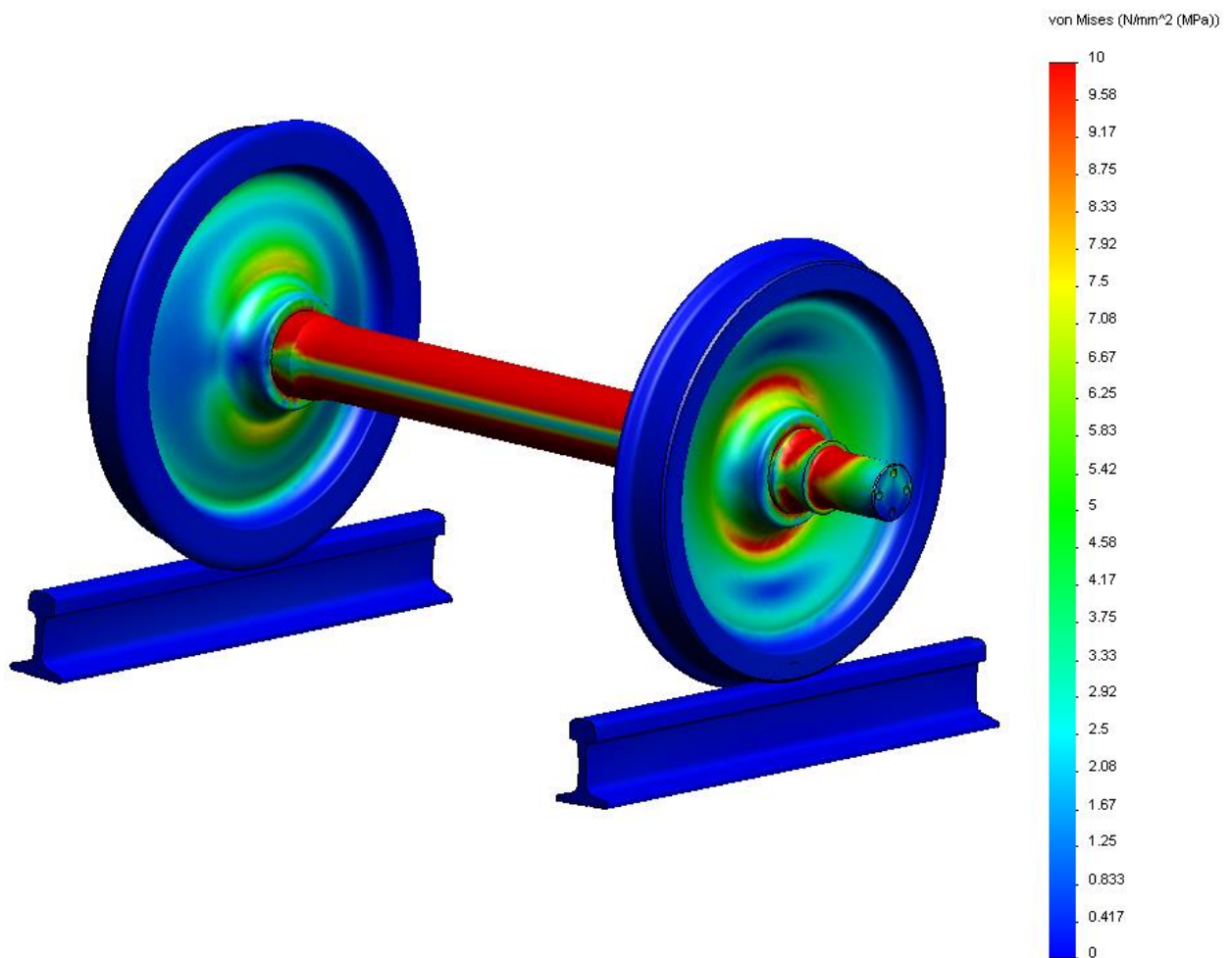


Рисунок 3.54 – Епюра еквівалентних напружень, що виникають в колісній парі при вертикальному навантаженні

Вертикальне навантаження. Виходячи з завдання дослідження, щоб забезпечити більшу наочність результатів було направлено зменшено максимальне значення в легенді епюр до 10 МПа, оскільки саме такі напруження виникають на диску колеса.

На рисунку 3.54 приведено картину розподілу в елементах колісної пари розрахункових напружень при дії вертикального навантаження. Як видно, найбільші напруження виникають в диску колеса в місці переходу диска до маточинної частини колеса і становлять 7,78 МПа, а також в галтельному переході між шийкою та передматочинною частиною – 46 МПа.

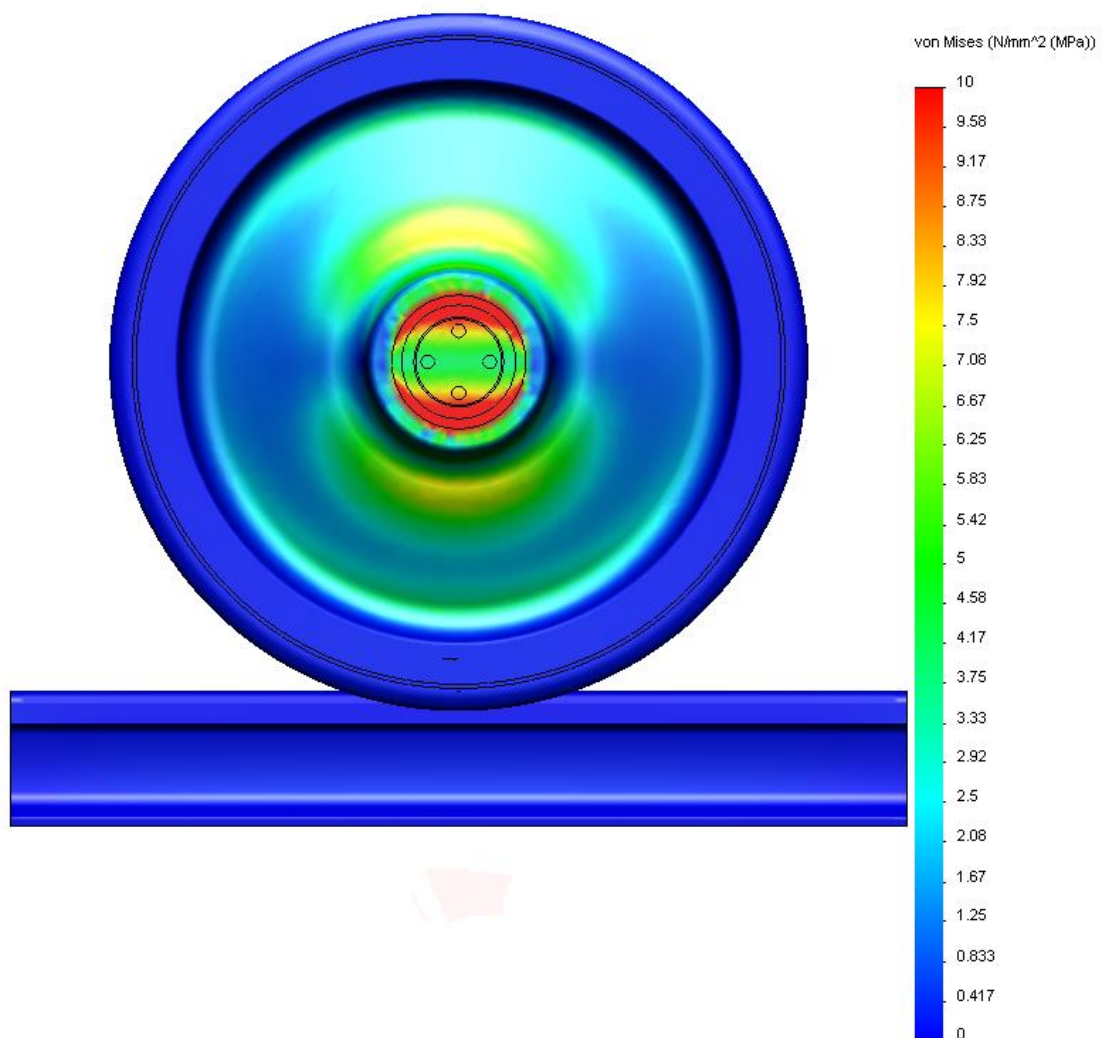


Рисунок 3.55 – Епюра еквівалентних напружень на внутрішній частині диска колеса

В осі колісної пари, яка переважно працює на згин, напруження в поперечних перерізах розподіляються нерівномірно, досягаючи найбільших величин в зовнішніх волокнах та найменших в внутрішніх, як показано на рисунку 3.56.

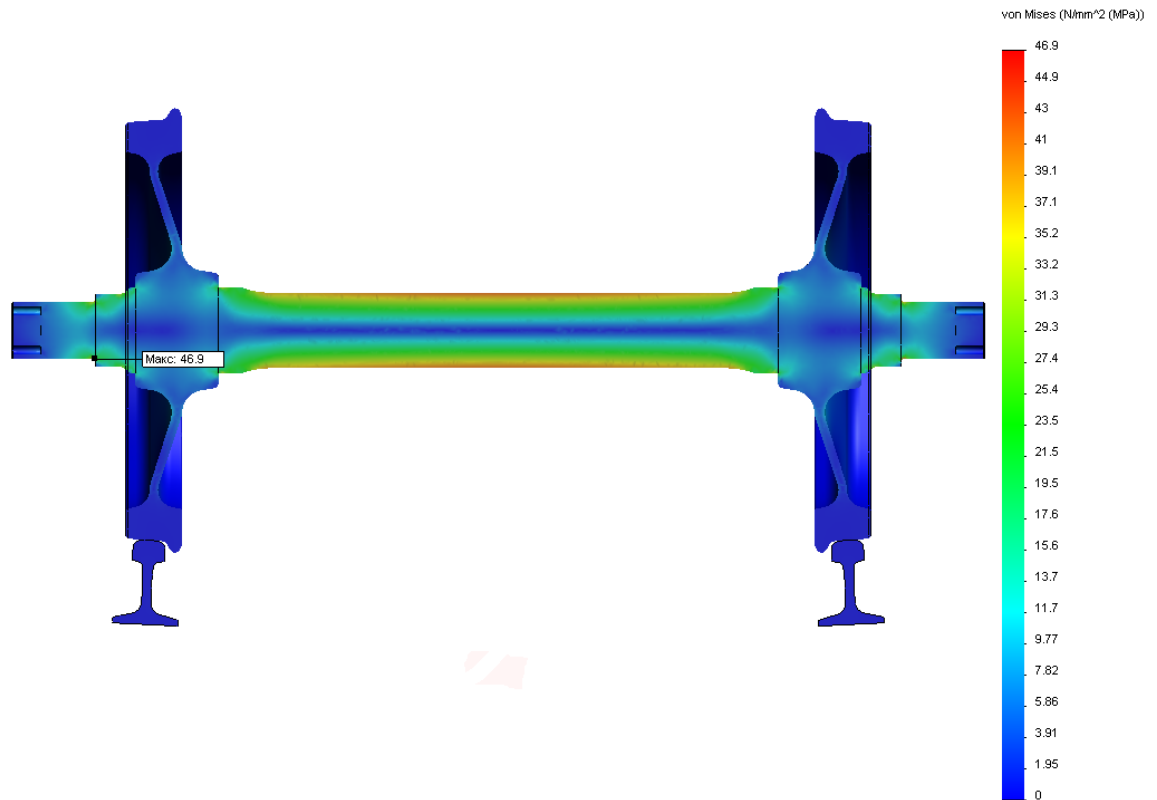


Рисунок 3.56 – Еюра еквівалентних напружень, що виникають в колісній парі (в перерізі)

На рисунку 3.57 приведено еюру нормальних радіальних напружень.

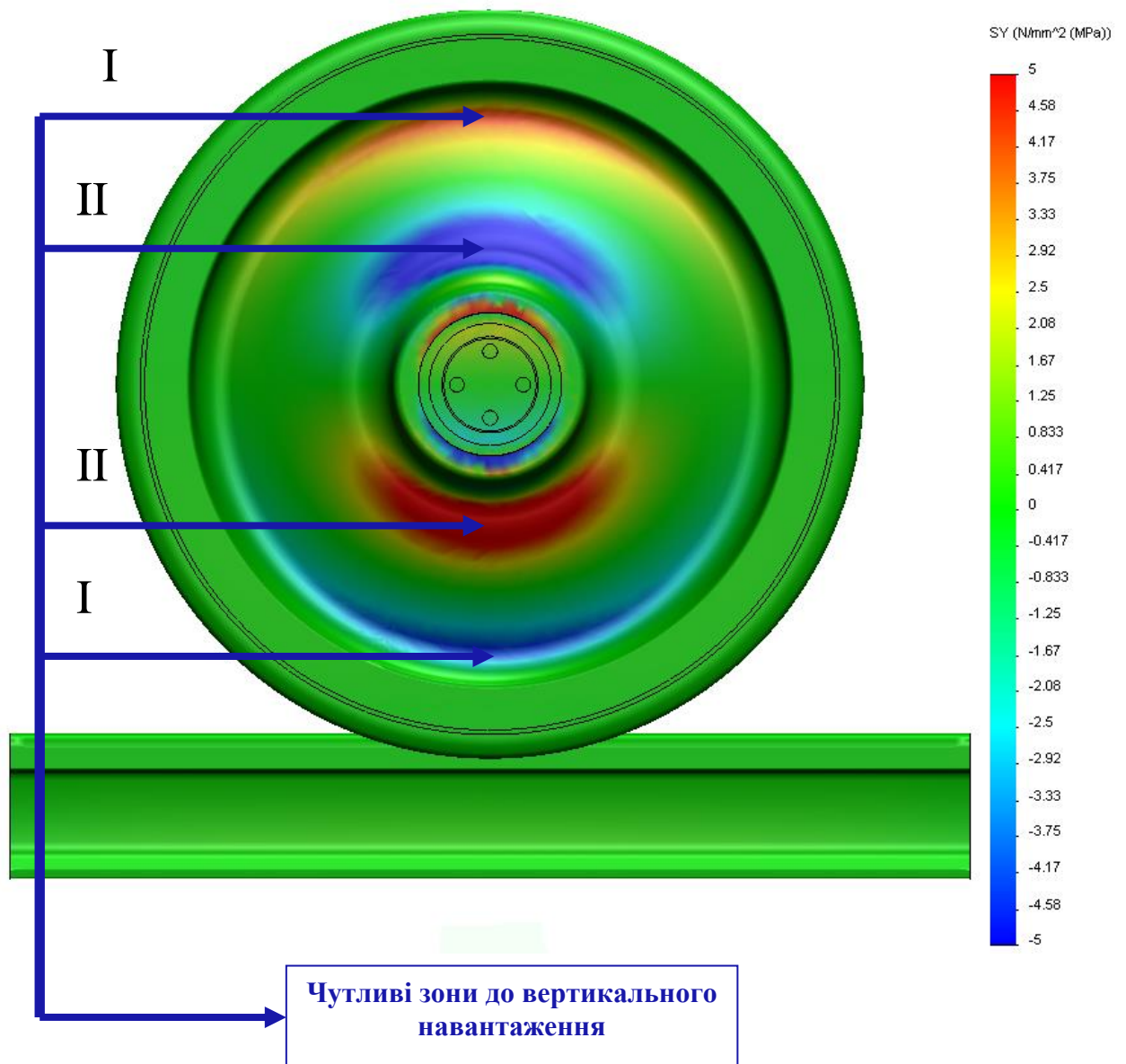


Рисунок 3.57 – Епюра нормальних радіальних напружень при вертикальному навантаженні

Тарувальні навантаження. На рисунку 3.58 представлено епюру еквівалентних напружень, з якої видно, що при моделюванні дії тарувального пристрою найбільші напруження виникають в місцях між маточиною частиною та диском і становлять 10,49 МПа.

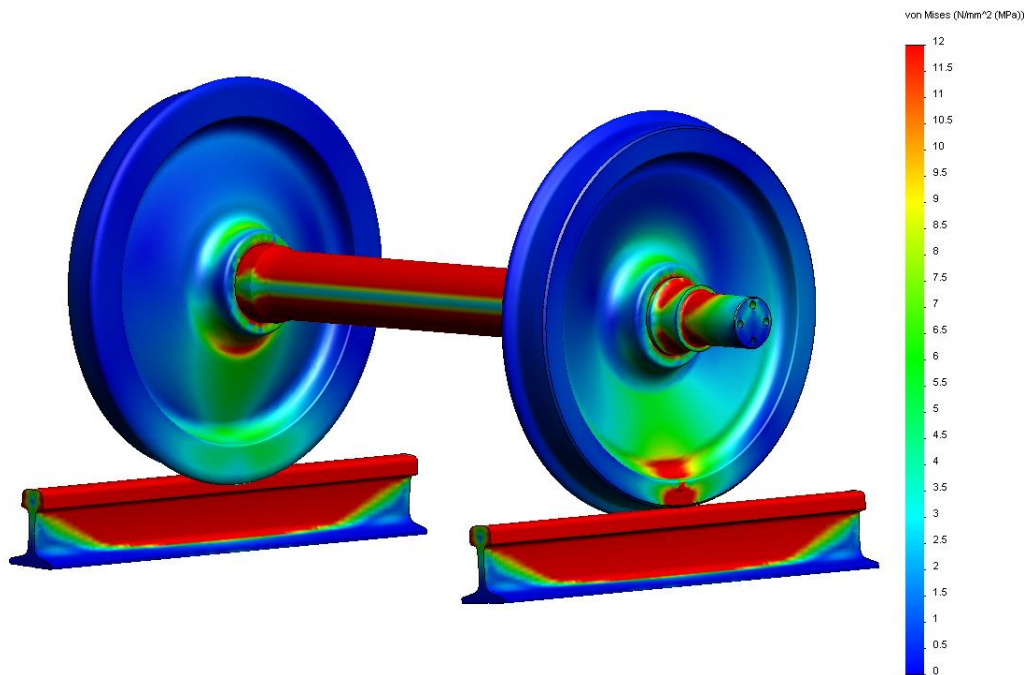


Рисунок 3.58 – Епюра еквівалентних напружень, що виникають в колісній парі при навантаженні тарувальним пристроєм

Для забезпечення більшої наочності результатів в даному розрахунковому випадку було направлено зменшено максимальне значення в легенді епюр до 12 МПа.

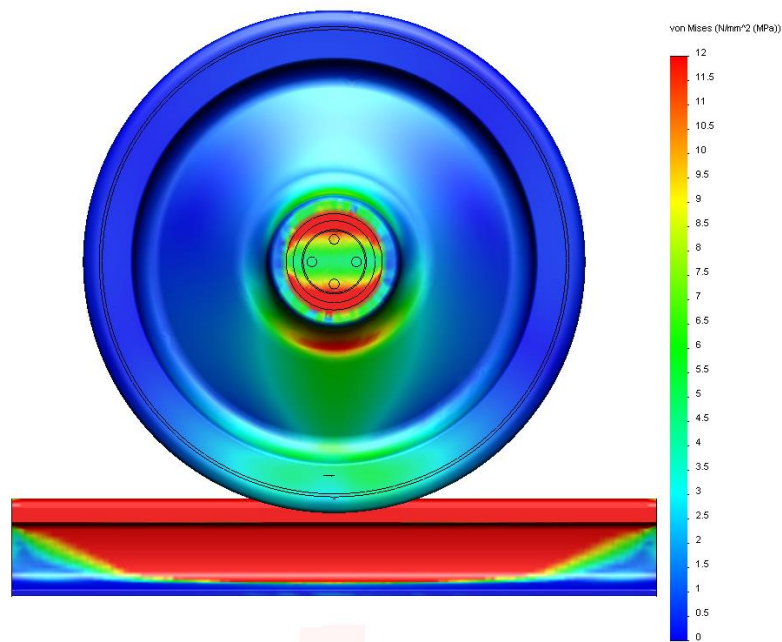


Рисунок 3.59 – Епюра еквівалентних напружень на внутрішній частині диска колеса при таруванні

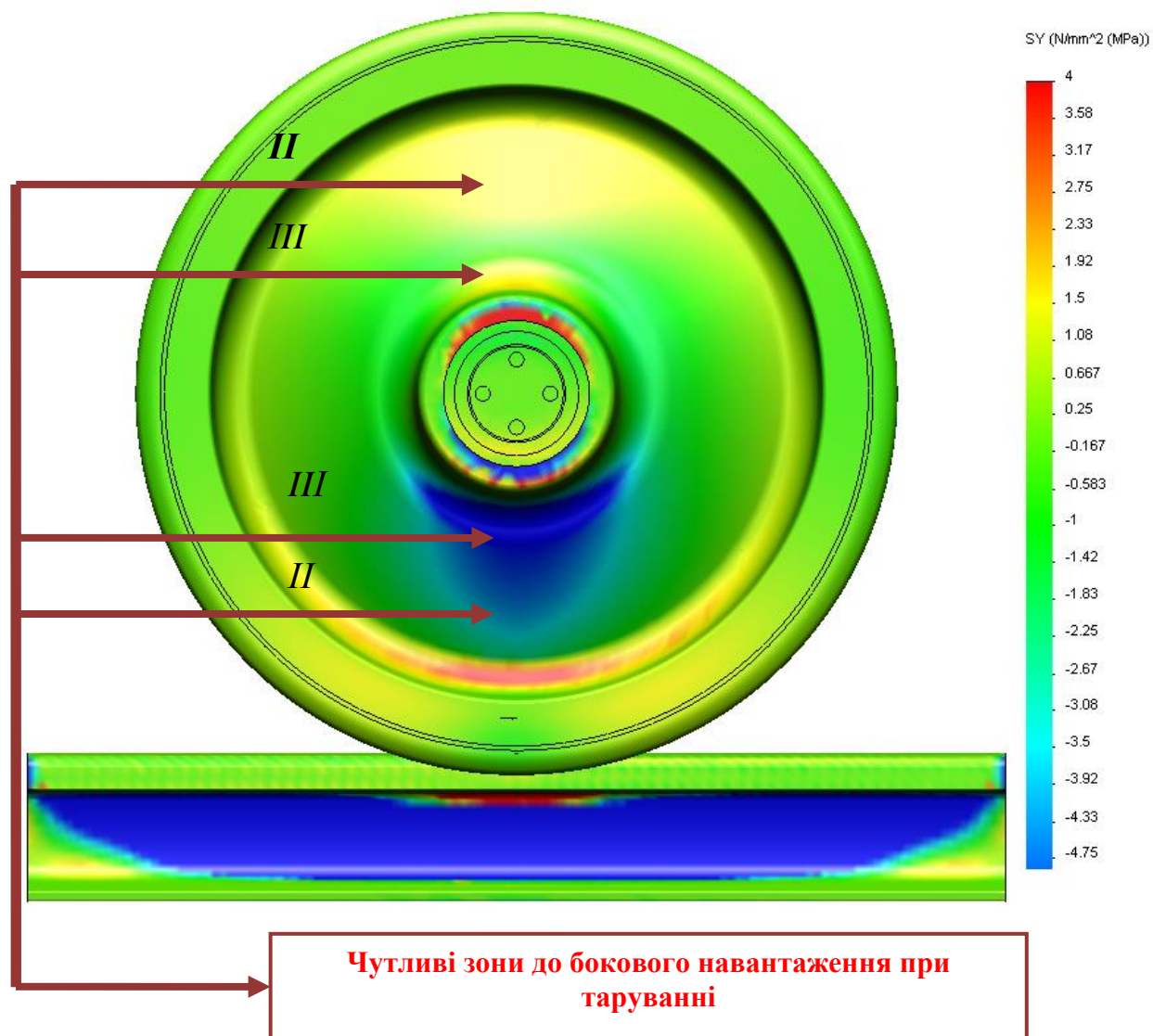


Рисунок 3.60 – Епюра нормальних радіальних напружень при таруванні

Вертикальне та бокове навантаження. На рисунку 3.61 представлено епюру еквівалентних напружень, з якої видно, що при моделюванні дії бокового навантаження найбільші напруження виникають в місцях між маточинною частиною та диском і дорівнюють 12 МПа.

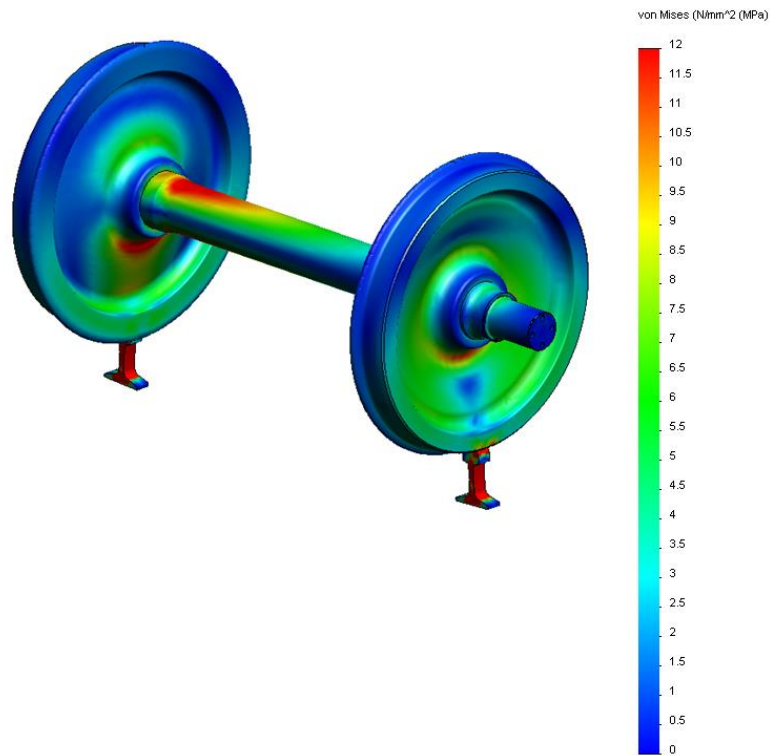


Рисунок 3.61 – Епюра еквівалентних напружень, що виникають в колісній парі при навантаженні вертикальним та боковим навантаженням

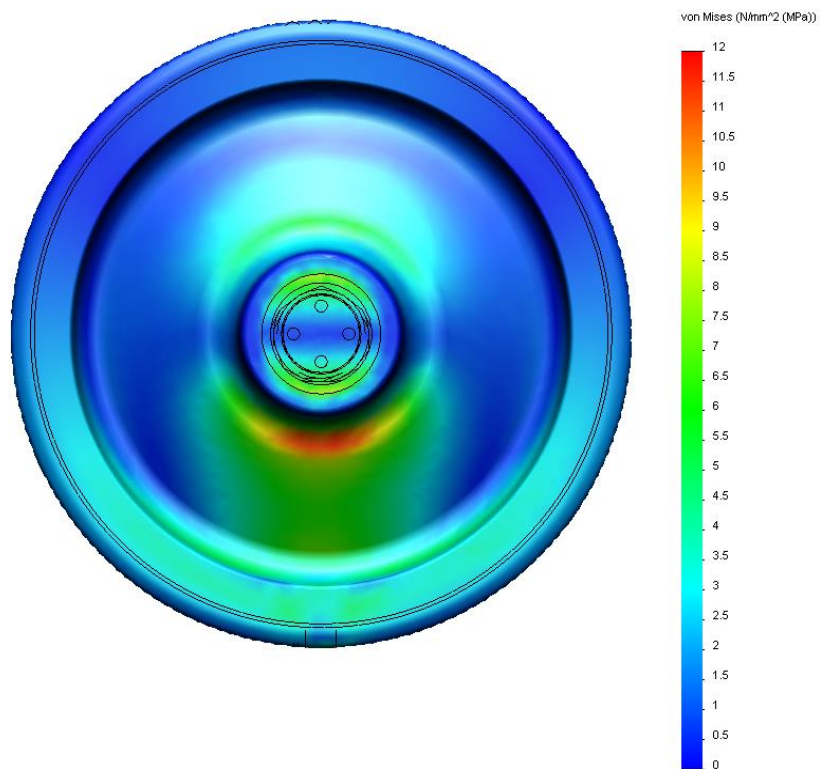


Рисунок 3.62– Епюра еквівалентних напружень на внутрішній частині диска колеса при дії вертикальних та бокових навантажень

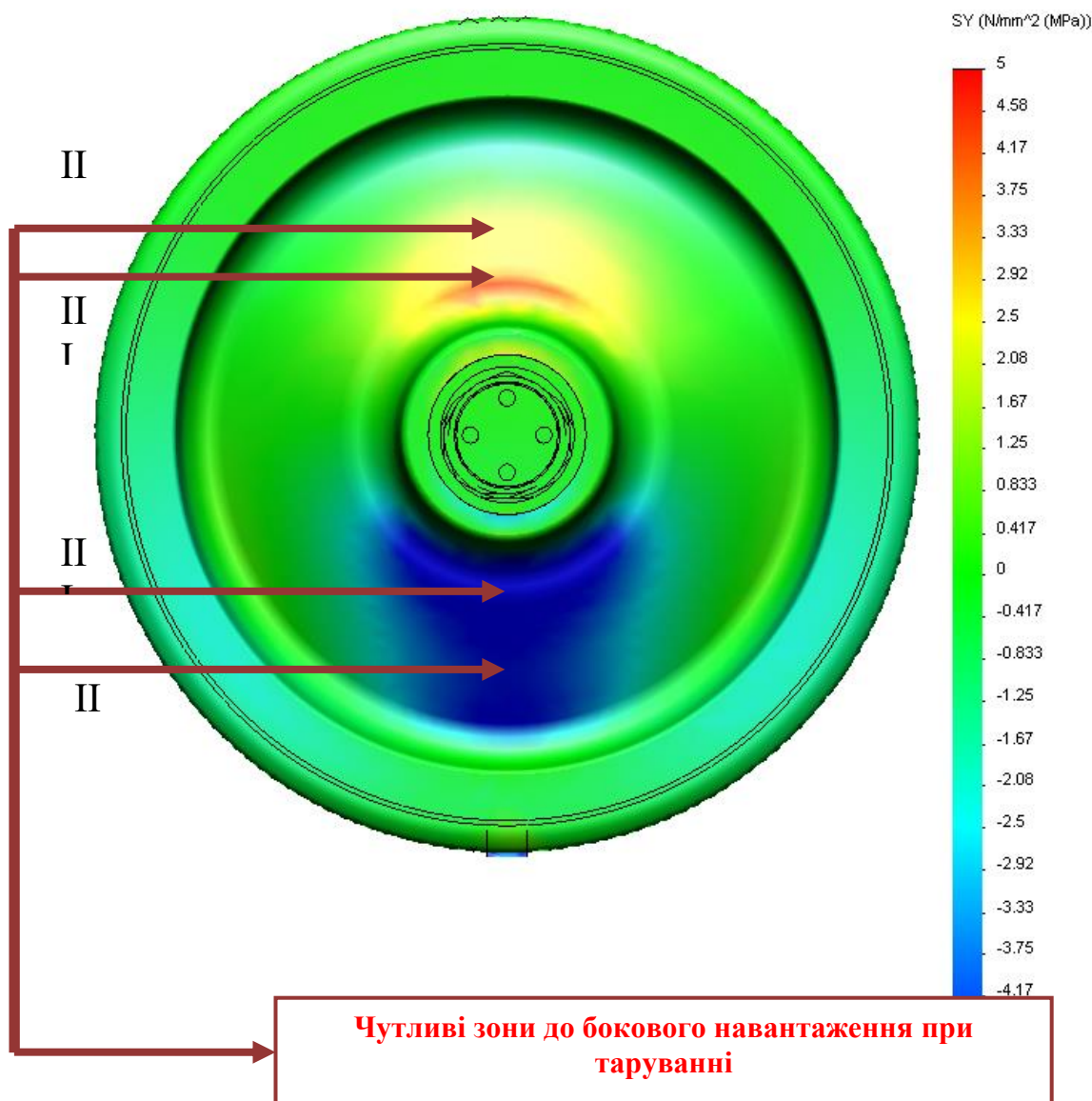


Рисунок 3.63 – Епюра нормальних радіальних напружень при дії вертикальних та бокових сил

Таким чином, найбільш чутливою зоною являється зона III, але вона також являється найбільш чутливою до вертикального навантаження. Тому для вимірювання бокового навантаження слід обрати зону II, яка практично чутлива лише до бокових сил, а для вимірювання вертикального навантаження - обрати зону I.

3.7 Практичне дослідження способу безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс з рейками

Досліди з безпосереднього вимірювання сил в системі колесо-рейка проводилися на колісній парі візка типу КВЗ-ЦНИИ-М колієвимірювального вагона, обладнаного на базі пасажирського вагона (рис. 3.64).



Рисунок 3.64 – Візок типу КВЗ-ЦНИИ-М з дослідною ВКП

Експериментальні випробування проводилися на ділянці колії (рисунок 3.65). Положення вагона на ділянці та швидкість його руху визначались за допомогою GPS-Logger. Опитування GPS проводилось один раз в секунду.

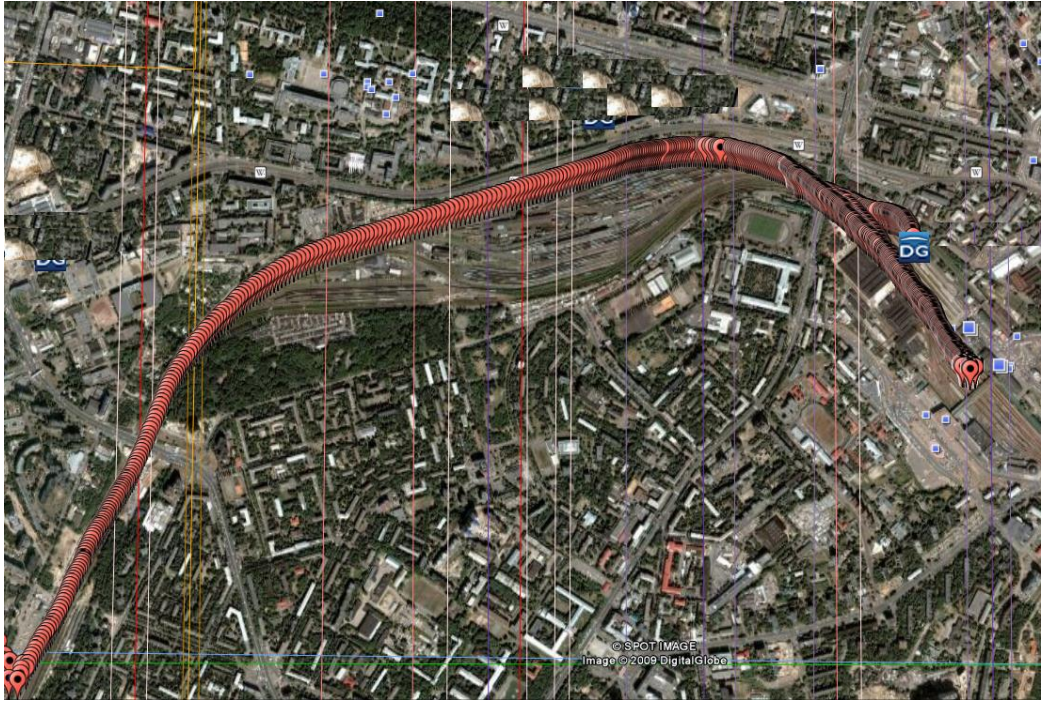


Рисунок 3.65 – Вигляд зі супутника ділянки, на якій проходили експериментальні дослідження

На колесі вказаного візка за схемою (рис. 3.65) була виконана розмітка та встановлення тензорезисторів. Після встановлення тензорезисторів на диску колеса було проведено монтаж вимірювальних схем (рис. 3.66), та захист їх від зовнішніх впливів (рис. 3.67). Вимірювальне обладнання та акумуляторні батареї були встановлені на осі колісної пари за допомогою спеціального кріплення.

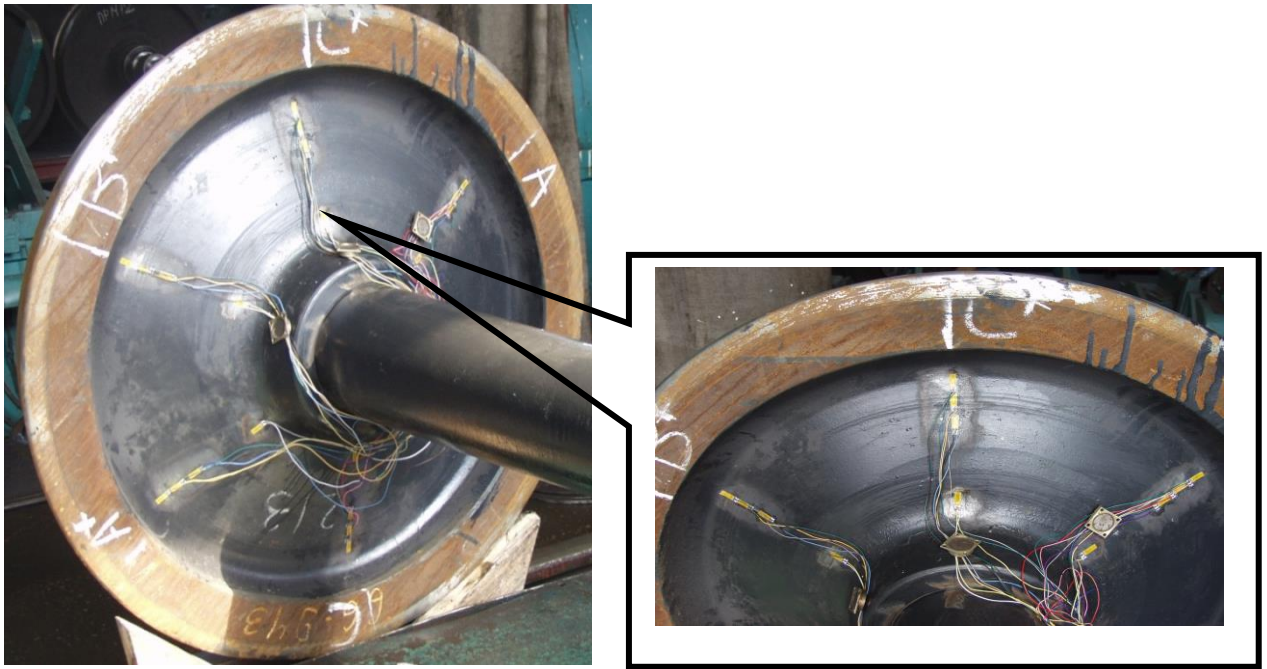


Рисунок 3.66 – Монтаж вимірювальних схем

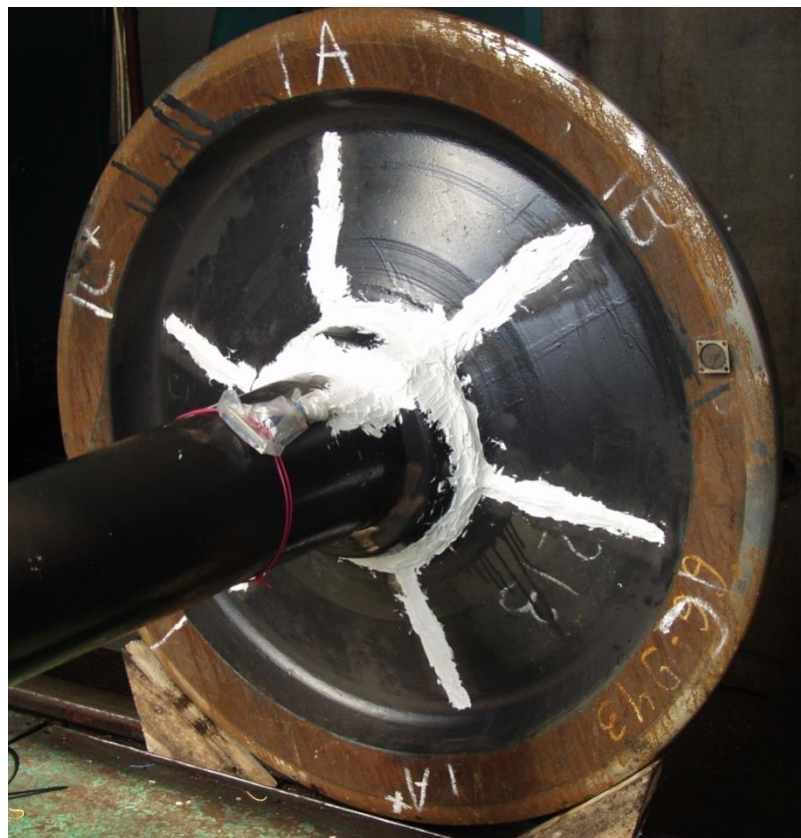


Рисунок 3.67– Захист вимірювальних схем

Для встановлення залежності між показами тензOMETричних схем та навантаженням в вертикальному напрямку було проведено тарування

вимірювальної системи. Розміщення відповідного обладнання показано на рисунку 3.68.



Рисунок 3.68 – Вимірювання статичного навантаження колеса на рейку

Бокове навантаження колісної пари здійснювалось за допомогою гідравлічного домкрата та тарувального пристрою (рис. 3.69).



Рисунок 3.69 – Тарування горизонтальним навантаженням

Положення вагона на ділянці та швидкість його руху визначались за допомогою GPS-Logger. Опитування GPS проводилось один раз в секунду.

Реєстрація тензометричних даних проводилась з використанням програмно-апаратного комплексу, який складається із апаратної частини на базі контролера NI cRIO 9012, восьмислотового шасі NI cRIO 9104 з модулями NI9237 та програмно-віртуального реєстратора розробленого в програмній оболонці LabView 8.6.

Програмне забезпечення комплексу виконує наступні функції:

- конфігурацію вимірювальних каналів;
- вибір схеми підключення тензорезисторів;
- автономну реєстрацію сигналів на внутрішній FLASH-накопичувач;
- запис даних в текстовий файл (для подальшої обробки).

Запис сигналів проводився на локальний FLASH-накопичувач. На рисунках 3.70 і 3.71 наведено повний запис сил, які виникали впродовж дослідної поїздки.

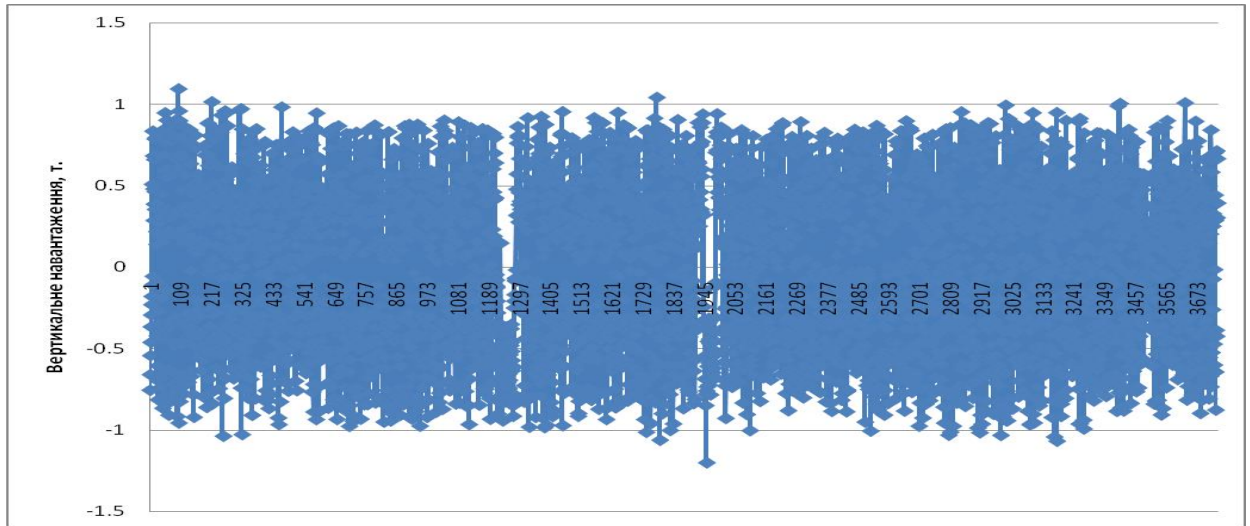


Рисунок 3.70 – Запис вертикальних сил

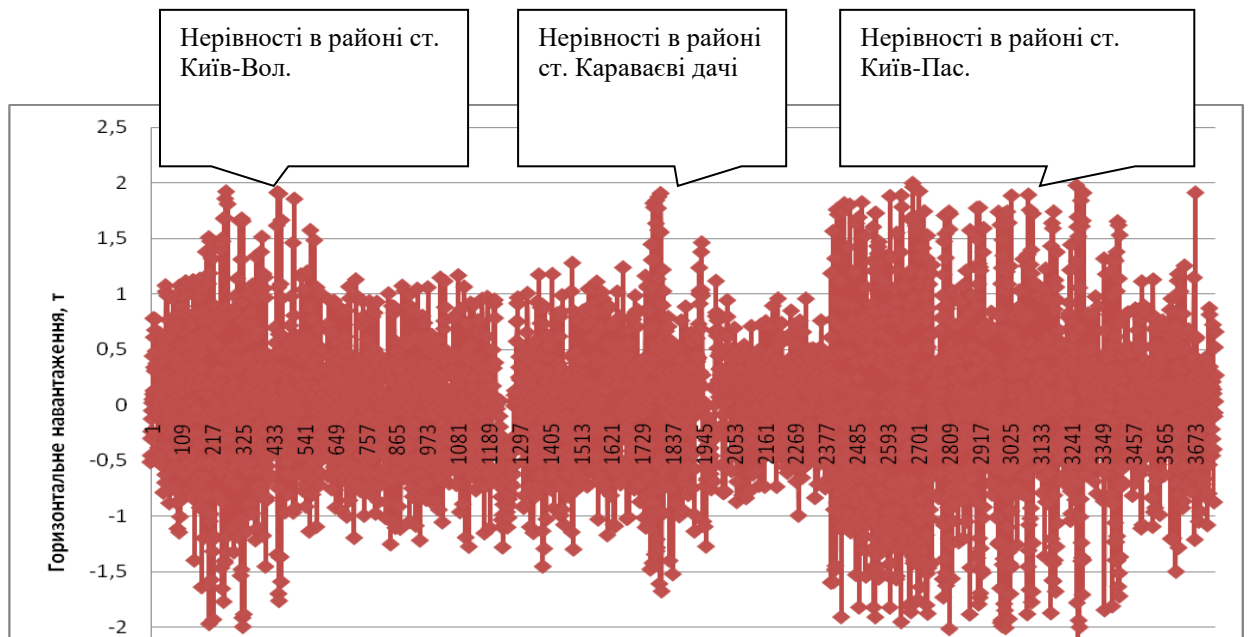


Рисунок 3.71 – Запис горизонтальних сил

На рисунках 3.72 та 3.73 наведено фрагменти запису процесів вертикального та бокового навантаження при швидкості руху 36 км/год.

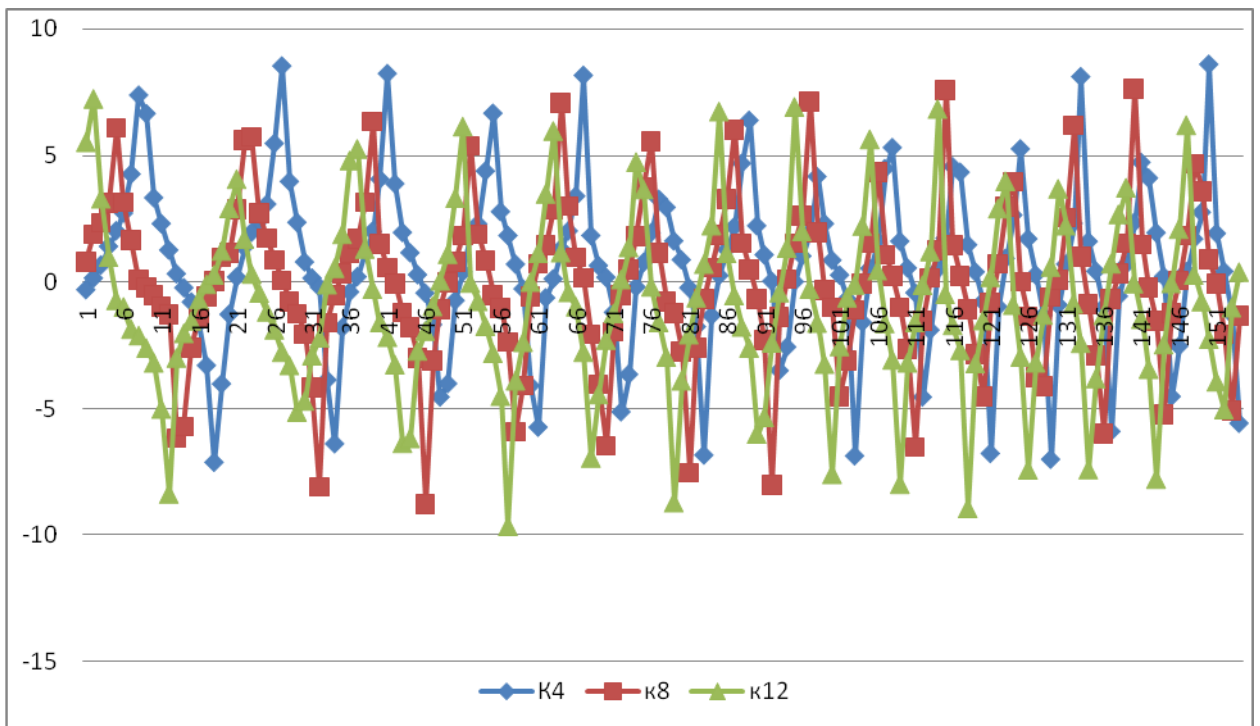


Рисунок 3.72 – Фрагмент запису вертикального навантаження

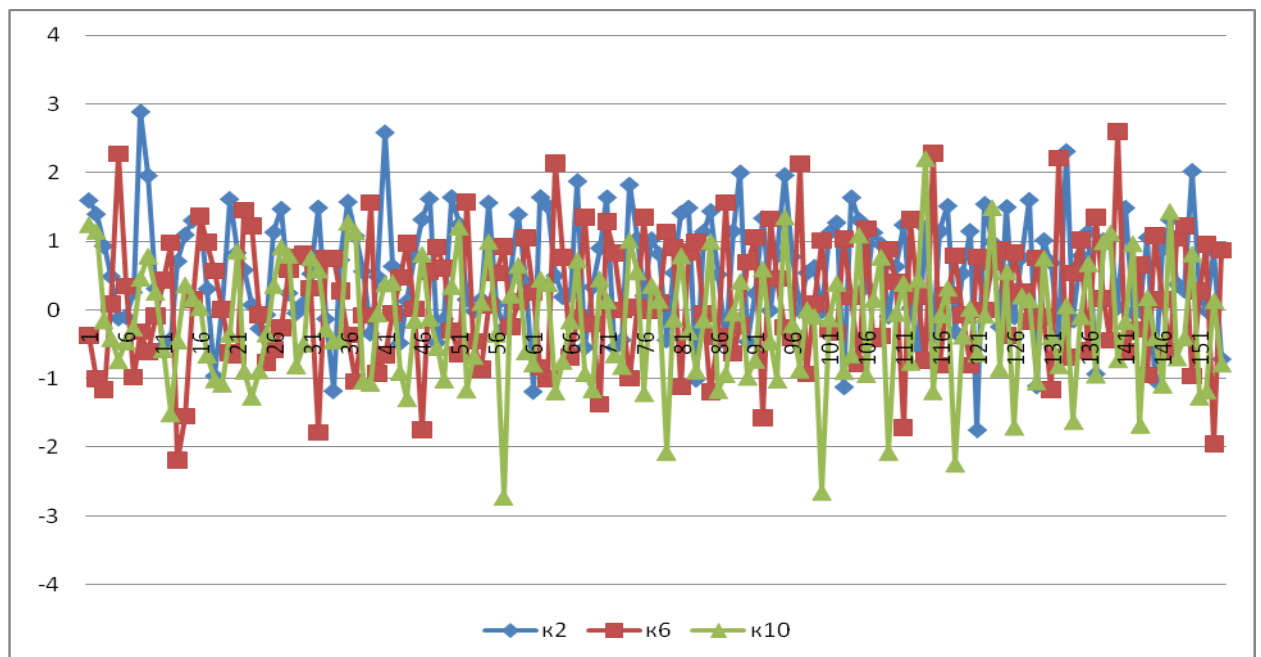


Рисунок 3.73 – Фрагмент запису бокового навантаження

Виходячи з результатів тарування, розрахунків та експериментального дослідження напружено-деформаційного стану дисків коліс, дійсне значення сил взаємодії визначалось за показами тих датчиків, які знаходились в

вертикальному положенні відносно плану колії. З цією метою був розроблений алгоритм вибору вимірювальних каналів, який наведено на рисунку 3.74.

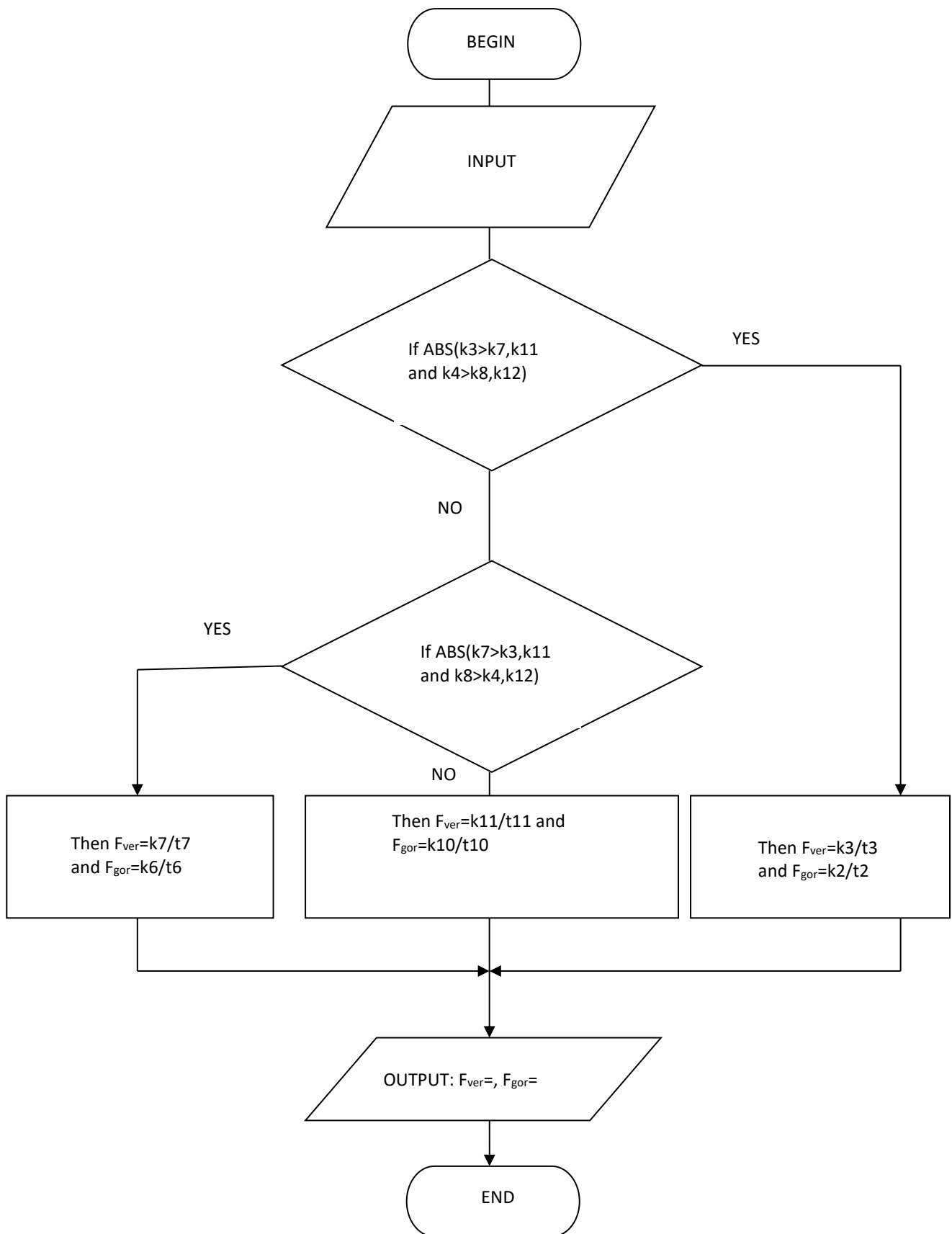


Рисунок 3.74 – Алгоритм вибору вимірювальних каналів

На основі розробленого алгоритму отримано контактні сили, що виникали під час експериментальної поїздки. Статистичній обробці піддано репрезентативні частини записів динамічних процесів при $v = 36$ км/год. Результати цієї обробки наведені в таблиці 3.1. Тут максимальні значення досліджуваної величини \bar{x}_{max} визначено за виразом:

$$\bar{x}_{max} = \bar{x} + ks, \quad (3.9)$$

де \bar{x} – середнє арифметичне (математичне сподівання);

s – середньоквадратичне відхилення (СКВ);

k – коефіцієнт, який залежить від заданого рівня достовірності.

Для величин ΣY і Y/Q , які є важливими для оцінки безпеки руху, $k = 3$, для інших величин, що розраховуються, $k = 2,2$, крім квазістатичних, для яких $k = 0$. Оскільки значення контактних сил є важливими для оцінки безпеки руху, то k прийнято рівним трьом.

Таблиця 3.7 – Результати статистичної обробки значень контактних сил

Оцінка величини	Q , тс	Y , тс
СКВ	0,47	0,33
Максимальне значення	9,77	0,99

Комп'ютерну модель динаміки пасажирського вагона, на базі якого обладнано колієвимірювач, розроблено в програмному комплексі «Універсальний механізм». Динамічну модель вагона представлено просторовою системою твердих тіл, поєднаних пружними і дисипативними елементами. Для розробки графічних образів елементів конструкції вагона були розроблені їх 3D-моделі з використанням пакету «Компас».

Модель динаміки руху вагона розроблена з урахуванням його конструкційних особливостей і являє собою систему, складену з 41-го твердого тіла, 24-х лінійних, чотирьох контактних, 20-ти біполярних і чотирьох

спеціальних силових елементів, що імітують вузли сухого тертя. Ієрархічна структура моделі дозволила значно спростити процес її створення, і разом з тим уникнути неявно виражених помилок при внесенні значень параметрів за рахунок застосування аналогічної ідентифікації параметрів в тотожних підсистемах. До характерних особливостей моделі можна віднести точність передачі геометрії конструкції їх аналогів та розширену параметризацію і ідентифікацію елементів системи.

Загальна модель динаміки пасажирського вагона за структурою (складається з кузова (К), двох надресорних балок (НБ) з котлового (К) і некотлового (НК) боків та двох підсистем візків – «Візок котлової сторони» і «Візок некотлової сторони»). В свою чергу, вказані підсистеми включають як окремі тіла рами візків (РВ), елементи центрального коліскового підвішування (ЦЛП) та гальмівної важільної передачі (ГВП), пружно-дисипативні елементи (ПДЕ), а також дві підсистеми колісних пар (КП) з буксовими вузлами (БВ). Зв'язки між тілами моделюються відповідними силовими елементами.

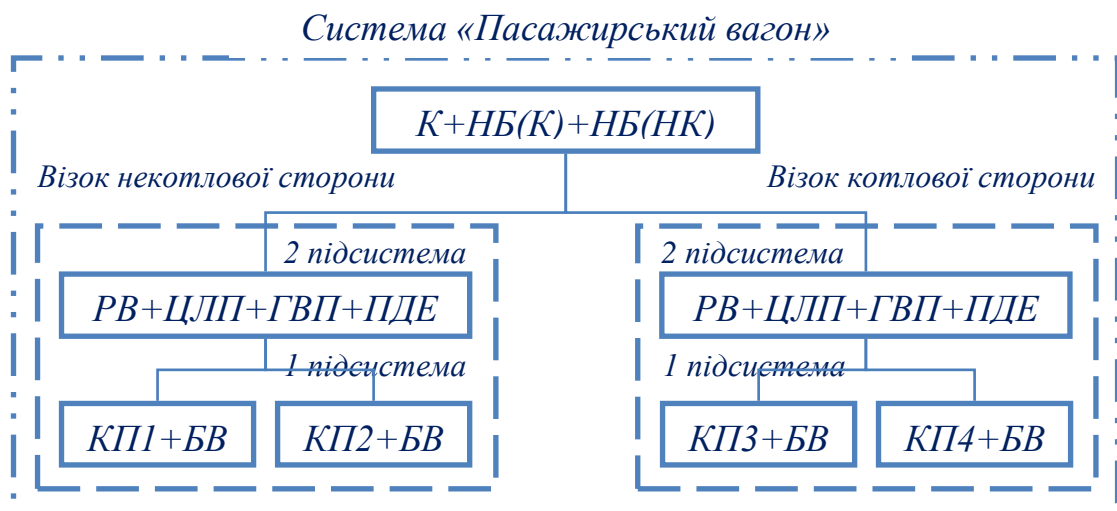


Рисунок 3.75 – Підсистеми комп’ютерної моделі пасажирського вагона:
 К – кузов; РК – рама кузова; НБ(К), НБ (НК) – надресорна балка котлової і некотлової сторони вагона відповідно; РВ – рама візка;
 ЦЛП – центральна люлечна підвіска; ГВП – гальмівний важелевий підвіс;
 КП – колісна пара; БВ – буксовий вузол.

За допомогою розробленої комп'ютерної моделі динаміки вагона виконано розрахунки з визначення сил взаємодії коліс з рейками за рівнем і характером змінювання у часі. Розглянуто рух вагона прямою колією з реальними нерівностями при швидкостях 36, 72, 108, 144 і 180 км/год. Всі отримані реалізації піддавались статистичній обробці. Результати обробки зведено в таблиці 3.8 та 3.9, де в чисельнику приведені значення СКВ, а в знаменнику – математичні сподівання.

На рисунках 3.76 та 3.77 представлено графіки залежностей від швидкості руху вагона середньоквадратичних відхилень (СКВ) сил взаємодії коліс і рейок (Y_i і Q_i), побудовані за даними таблиць 3.8 та 3.9. Цифрами 1...8 позначено номери коліс.

Таблиця 3.8 – Статистичні характеристики сил Y_i в кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	4,93	5,75	8,44	17,15	19,58
		-3,4	-3,97	-5,08	-8,56	-9,18
	Праве	4,81	5,98	8,71	17,94	19,75
		3,42	3,97	5,04	8,80	9,22
КП №2	Ліве	3,24	4,51	7,87	19,38	22,87
		-2,34	-3,18	-4,29	-9,60	-11,47
	Праве	3,17	4,91	8,23	19,94	23,02
		2,34	3,20	4,26	9,67	11,37
КП №3	Ліве	4,87	5,16	9,31	17,85	19,47
		-3,20	-3,63	-5,23	-8,99	-8,89
	Праве	4,69	5,18	9,21	18,21	19,06
		3,17	3,66	5,23	9,14	8,90
КП №4	Ліве	3,23	3,84	8,57	20,17	22,45
		-2,25	-2,83	-4,40	-10,15	-10,76
	Праве	3,14	4,12	8,72	20,26	22,10
		2,30	2,80	4,45	10,18	10,60

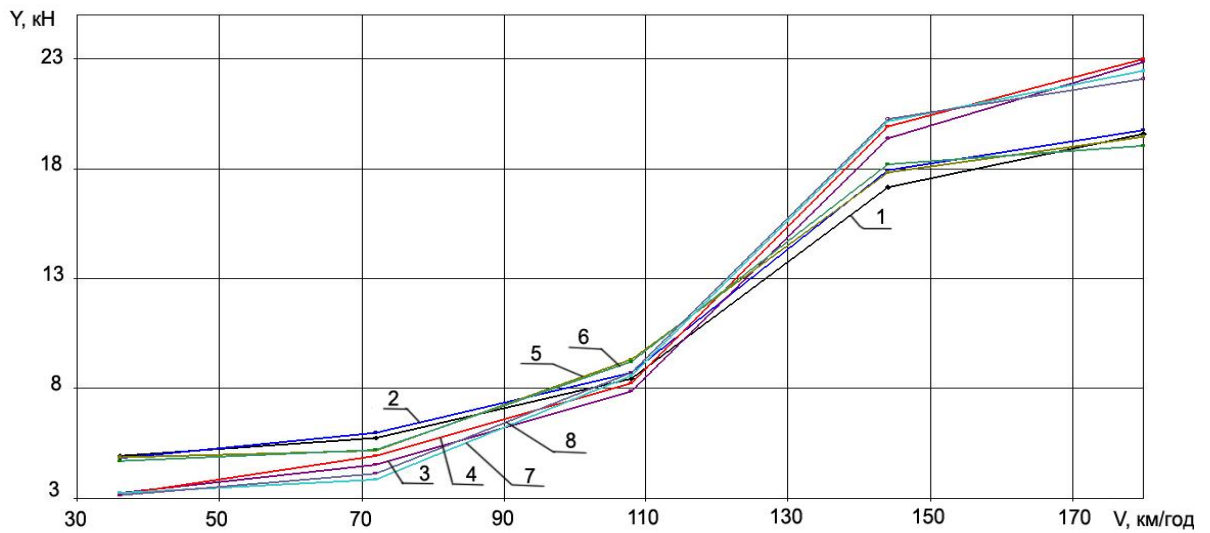


Рисунок 3.76 – СКВ горизонтальних сил взаємодії

Таблиця 3.9 – Статистичні характеристики сил Q_i в кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	5,23	5,43	7,96	10,01	15,50
		72,45	72,51	72,53	72,49	72,58
	Праве	5,37	5,86	7,70	10,52	15,45
		72,68	72,64	72,58	72,75	72,68
КП №2	Ліве	4,25	4,52	7,78	11,45	17,43
		72,58	72,54	72,54	72,55	72,56
	Праве	4,28	4,99	7,87	12,08	17,57
		72,59	72,62	72,59	72,64	72,55
КП №3	Ліве	5,11	4,66	6,36	9,86	15,04
		72,48	72,48	72,53	72,52	72,51
	Праве	5,20	4,99	6,25	10,32	15,42
		72,64	72,65	72,62	72,63	72,66
КП №4	Ліве	4,18	4,92	6,66	11,27	16,61
		72,45	72,54	72,53	72,53	72,52
	Праве	4,31	5,25	6,92	11,92	17,40
		72,71	72,60	72,67	72,55	72,54

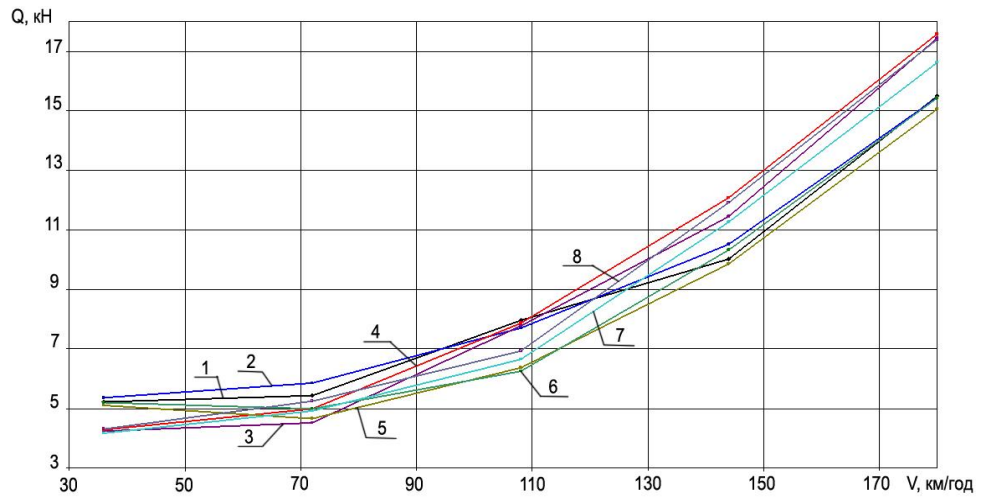


Рисунок 3.77– СКВ вертикальних сил взаємодії

З розрахункових даних виходить, що СКВ горизонтальних сил інтенсивно наростають в діапазоні швидкостей 108-144 км/год (рис. 3.49), тоді як СКВ вертикальних сил (рис. 3.50) плавно збільшуються з підвищенням швидкості руху вагона.

Таблиця 3.10 – Максимальні значення сил Y_i , кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	18,19	21,22	30,4	60,01	67,92
	Праве	17,85	21,91	31,17	62,62	68,47
КП №2	Ліве	12,06	16,71	27,9	67,74	80,08
	Праве	11,85	17,93	28,95	69,49	80,43
КП №3	Ліве	17,81	19,11	33,16	62,54	67,3
	Праве	17,24	19,2	32,86	63,77	66,08
КП №4	Ліве	11,94	14,35	30,11	70,66	78,11
	Праве	11,72	15,16	30,61	70,96	76,9

З порівняння значень СКВ, одержаних шляхом комп'ютерного моделювання (таблиці 3.8 і 3.9) та з експерименту (таблиця 3.7), виходить, що по боковому навантаженню розбіжність становить 0,22%, а по вертикальному – 9,34%. Таким чином, ці дані підтверджують, з одного боку, достовірність розробленої комп'ютерної моделі, а з другого, ефективність запропонованого способу безпосереднього вимірювання контактних сил взаємодії коліс і рейок.

В таблицях 3.10 та 3.11 приведені максимальні значення сил взаємодії коліс і рейок, визначені за виразом (3.1).

Таблиця 3.11 – Максимальні значення сил Q_i , кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	88,14	88,8	96,41	102,52	119,08
	Праве	88,79	90,22	95,68	104,31	119,03
КП №2	Ліве	85,33	86,1	95,88	106,9	124,85
	Праве	85,43	87,59	96,2	108,88	125,26
КП №3	Ліве	87,81	86,46	91,61	102,1	117,63
	Праве	88,24	87,62	91,37	103,59	118,92
КП №4	Ліве	84,99	87,3	92,51	106,34	122,35
	Праве	85,64	88,35	93,43	108,31	124,74

За оцінками максимальних значень досліджуваних величин виходить, що при $v = 144$ км/год горизонтальні сили наближаються до величини статичного навантаження від колеса на рейку ($P_0 = 64$, кН), а при $v = 180$ км/год сили Y_2 і Y_3 (від коліс другої і четвертої колісних пар) перевищують цю величину. Динамічні добавки вертикальних сил взаємодії коліс і рейок при $v = 108$ км/год становлять 30% від статичного навантаження, при $v = 144$ км/год – 50%, а при $v = 180$ км/год досягають 75%.

3.8 Вимоги до системи безпосереднього вимірювання сил взаємодії колісних пар з рейками

У процесі експлуатації, одиниці рухомого складу, як і будь-які складні технічні системи, схильні до відмов, причинами яких можуть бути: порушення технології виготовлення окремих елементів, важкі умови експлуатації, недотримання норм технологічних процесів навантаження, вивантаження і транспортування вантажів, старіння і знос вузлів. Саме тому важливим та актуальним завданням є впровадження на залізницях України контрольних періодичних випробувань та динамічної діагностики одиниць рухомого складу протягом всього життєвого циклу.

Сучасні тенденції розвитку вимірювальної техніки надають широкі можливості реалізації нових інструментальних підходів для оцінки динамічних якостей, умов безпеки руху поїздів і оперативного прийняття заходів щодо попередження аварійних ситуацій. Враховуючи успішний досвід впровадження систем діагностики екіпажної частини пасажирських вагонів і локомотивів, виникає необхідність у подальшому вдосконаленні засобів і методів експериментальної оцінки ходових динамічних якостей і показників безпеки протягом усього життєвого циклу рухомого складу.

Розробка мобільного програмно-апаратного комплексу (далі ПАК) для контрольних ходових випробувань та динамічної діагностики одиниць рухомого складу ґрунтується на комплексі вимог, сформованих за результатами аналізу нормативної бази та сучасних засобів вимірювань, що застосовуються на залізницях Європейських країн.

Мобільна система для визначення динамічної навантаженості ходових частин рухомого складу в експлуатації повинна складатися з первинних перетворювачів, приймача глобальної системи позиціонування, ліній передачі аналогових сигналів, підсистем збору вимірювальної інформації, визначення

показників безпеки руху в режимі експрес-обробки, визначення рівня комфортності, визначення плавності ходу, визначення динамічних напружень.

Первинним перетворювачами мають бути тензорезистори, низькочастотні акселерометри та датчики переміщень. Лінії передачі аналогових сигналів – кабелі, що забезпечують сполучення первинних перетворювачів з реєструючими засобами з робочою напругою до 10 В та являються складовими частинами вимірювальної системи. Кабелі мають бути екрановані, стійкі до мастил, мати не менше шести жил, гнучкість кабеля повинна відповідати 1 або 2-му класу та не змінювати своїх властивостей при температурі від мінус 40°C до плюс 80°C.

Мобільна система має забезпечувати можливість автономного проведення контрольних випробувань динамічної діагностики одиниць рухомого складу з метою визначення навантаженості ходових частин, як основну складову перевірки якості виконання капітальних видів ремонту (КВР), оцінки залишкового ресурсу несучих конструкцій, виконання контрольних випробувань в рамках робіт з подовження призначеного терміну служби та визначення навантаженості ходових частин в умовах експлуатації рухомого складу.

При проведенні контрольних ходових випробувань реєструються такі величини: динамічні додатки вертикальних переміщень, що виникають у центральному та буксовому підвішуванні; вертикальні та горизонтальні поперечні прискорення рам візків та кузова вагона; динамічні додатки напружень у небезпечних перерізах рами кузова і рам візків при різних режимах руху.

Мобільна система повинен складатися з апаратної частини, що базується на платформі CompactRIO, та програмного забезпечення написаного мовою графічного програмування «G» в програмному комплексі LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) фірми National Instruments (США). Програмне забезпечення повнно складається з наступних підсистем:

- а) збору вимірювальної інформації;
- б) визначення рівня комфортності;
- в) визначення плавності ходу;

г) визначення показників безпеки руху в режимі експрес-обробки.

Мобільна система для контрольних ходових випробувань та динамічної діагностики одиниць рухомого складу на базі платформи National Instruments CompactRIO дозволяє вирішувати широкий спектр задач, пов'язаних з контролем технічного стану транспортних засобів, як в умовах випробувань, так і в штатних режимах експлуатації.

Система реалізує дві функціональні опції: оцінка показників міцності та безпеки в режимі реального часу (рис. 4.1), а також виконання вимірювань фізичних величин (переміщення, прискорення, деформації) в автономному режимі «чорного ящика» з подальшою статистичною обробкою (рис. 3.78). Крім того, для аналізу впливу швидкості руху на зміну контрольованих параметрів, отримання сигналів точного часу та визначення поточних координат використовуються дані отримані за допомогою модуля GPS-приймача з частотою опитування до 8 Гц.



Рисунок 3.78 – Використання мобільної системи в режимі реального часу



Рисунок 3.79 – Використання мобільної системи в автономному режимі

Загальну блок-схему мобільної системи наведено на рисунку 3.53.

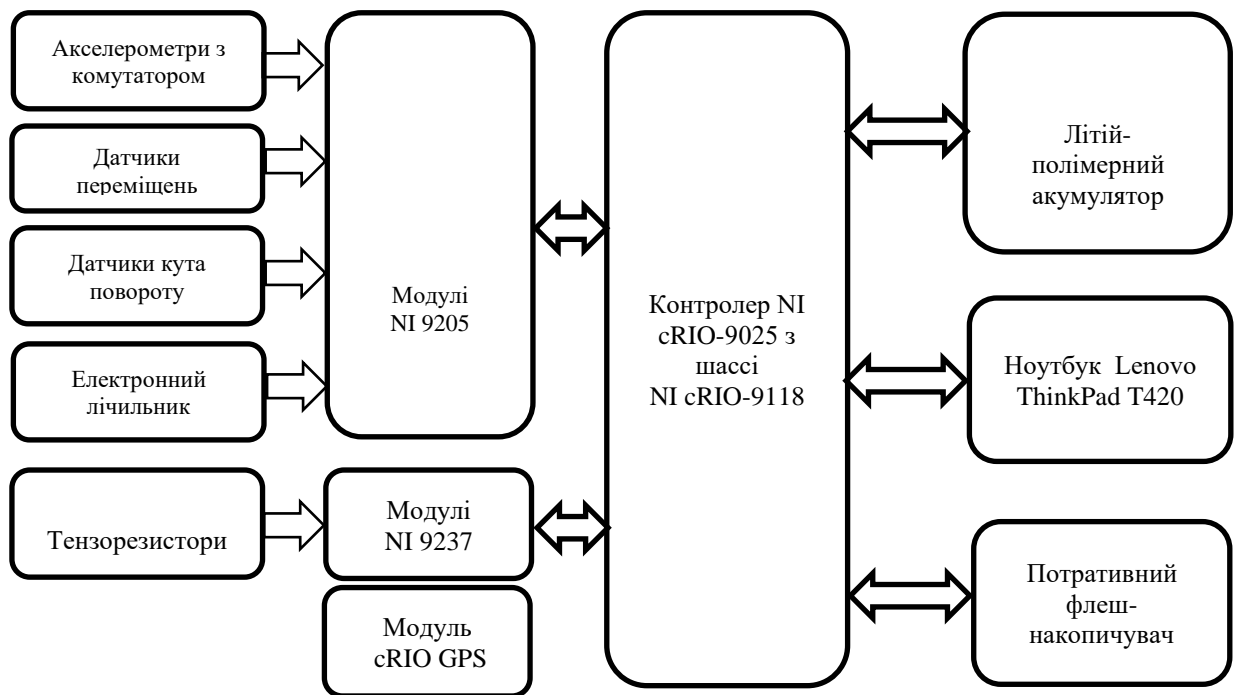


Рисунок 3.80 – Блок-схема мобільної системи

З метою вимірювання та оцінки динамічної навантаженості екіпажної частини рухомого складу було створено акселерометр низькочастотний експериментальний типу УМ. В цілях використання даного акселерометра при вимірюванні прискорень на рухомому складі був розроблений корпус кубічної форми. Вибір даної конструкції корпусу акселерометра обумовлюється його зручністю в експлуатації. Акселерометр, що створено – це акселерометр має розміри 35x35x31 мм. Складається з корпусу, кришки, плати з мікросхемою та електричного з'єднувача, а також елементів кріплення (магніт, болти, шайби, гайки).

В корпусі є виріз, в якому розміщена плата з мікросхемою ADXL 278 з одного боку і з іншого встановлюється електричний з'єднувач УЗНЦ 05-7/12ВП111. Кришка і електричний з'єднувач заливається епоксидним клеєм. Загальний вид акселерометра зображено на рисунку 3.81.

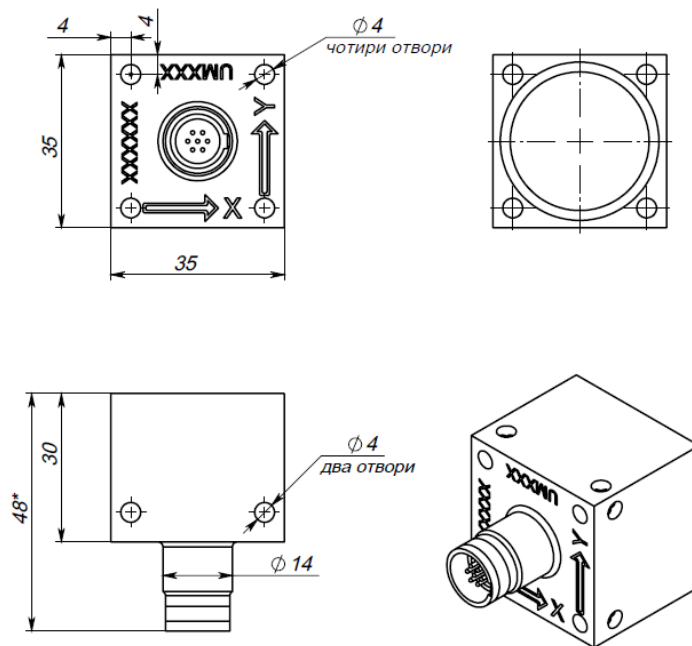


Рисунок 3.81 – Акселерометр низькочастотний експериментальний

В плату входить мікросхема фірми Analog Devices ADXL 278. Схема розпайки зображена на рисунку 3.55.

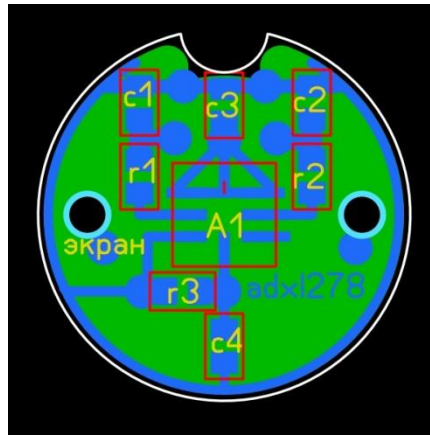


Рисунок 3.82 – Плата з мікросхемою ADXL 278

Виготовлення плати разом з мікросхемою повністю виконувалась згідно технічних вимог виробника мікросхеми ADXL 278 (температура і профіль пайки), що визначенні в паспорті. Принципова схема акселерометра наведено на рисунку 3.56.

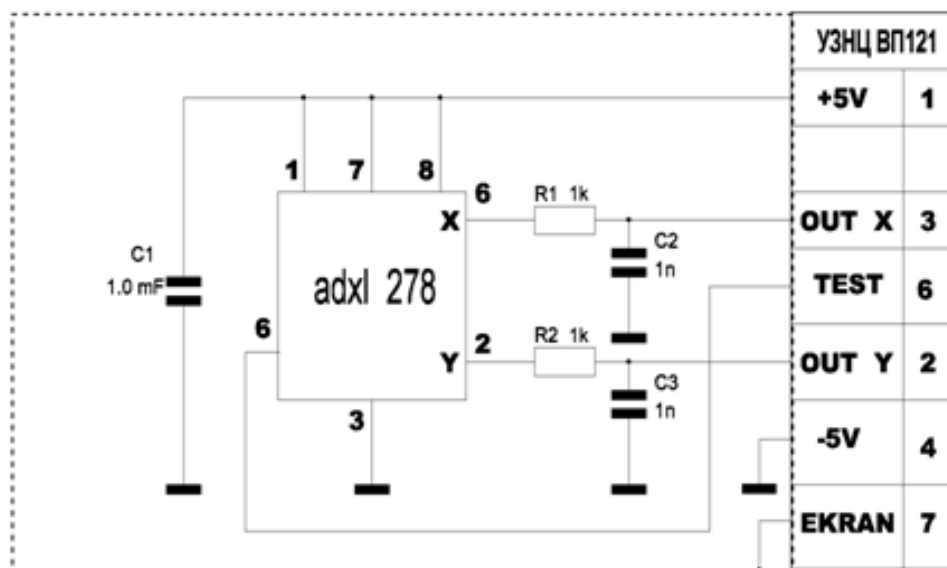


Рисунок 3.83 – Принципова схема акселерометра

В таблиці 3.12 приведено загальні технічні вимоги до акселерометрів, що необхідно використовувати при проведенні ходових динаміко-міцнісних випробувань для визначення динамічної навантаженості ходових частин в умовах експлуатації рухомого складу.

Таблиця 3.12 – Загальні технічні вимоги до акселерометрів

№	Зона встановлення акселерометра		Рекомендований діапазон, м/с ²	Робочий діапазон частот (чутливість мікросхеми), Гц	Додаткові вимоги
1	Буксовий вузол		+/- 500	0...100 (0...250)	а) загальна передача частот у діапазоні 0,4 Гц ±0,5 дБ; б) нелінійність та гістерезис: – ≤ 0,3% вимірювального діапазону; в) чутливість пересічних осей: ≤ 0,05 (м/с) ² ; г) температурний ефект: - за ≤ 3% вимірювального діапазону; - за чутливості ≤ 5,10 % – 4,0/0С.
2	Візок	з одноступеневим ресорним підвішуванням	+/- 100	0...100 (0...250)	
		з двома і більше ступенями підвішування	+/- 50	0...40 (0...100)	
3	Кузов		+/- 15	0...20 (0...50)	

Вимірювані прискорення можуть бути використані як показники якості геометрії колії та для виявлення місцевих геометричних відхилень, що впливають на динамічну поведінку рухомого складу. Ці вимірювання повинні бути використані в поєднанні з основними вимірами параметрів.

Вимірювання прискорень слід проводити у визначених місцях на кузові і візках в залежності від необхідності конкретної оцінки. Так, вертикальні прискорення букс вимірюються для виявлення дефектів поверхонь рейок і ізольованих геометричних нерівностей. Поперечні прискорення візка служать для виявлення нерівностей з короткими хвилями. За поперечними і вертикальними прискореннями кузова виявляються дефекти колії, що впливають на динамічні показники комфорту.

Частота дискретизації повинна бути як мінімум в 2,5 рази вище частоти зрізу, що застосовується до сигналу. Вимірювання прискорень візків і кузова мають виконуватись в робочому діапазоні швидкостей руху для лінії в межах допуску $+ / -10\%$.

З метою вимірювання переміщень та оцінки динамічних якостей використовують тросикові датчики переміщень (рис. 3.57). Тросикові датчики вимірюють лінійне переміщення за допомогою сталюого тросу. При цьому тросиків барабан з'єднаний зі чутливим елементом, який перетворює переміщення троса в вихідний лінійний сигнал. Вимірювання виконується з високою точністю та динамікою.



Рисунок 3.84– Датчики переміщень тросикового типу

Базуючись на порівняльній характеристиці статичних прогинів візків чотирьох типів Y-32, GP-200, KB3 ЦНИИ, 68-7007 оптимальними визначено датчики переміщень з наступними діапазонами вимірювань: 300 мм – для вимірювань переміщень в первинній ступені підвішування, 625 мм – вторинної ступені підвішування.

Електронний лічильник призначений для фіксації події введенням маркерної електронної мітки під час проведення ходових випробувань з використанням системи відкритого типу. Принципову електричну схему електронного лічильника представлено на рисунку 3.58.

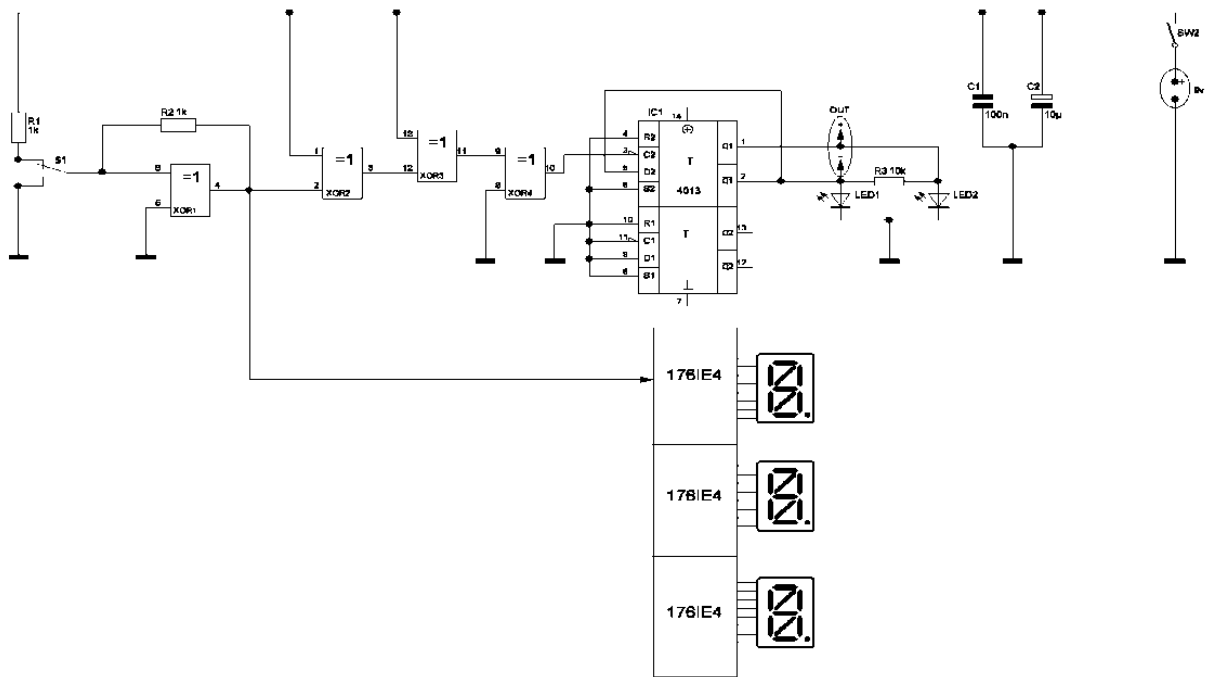


Рисунок 3.85 – Схема електрична принципова електричного лічильника

3.9 Мобільна система визначення динамічної навантаженості ходових частин рухомого складу в умовах експлуатації

3.9.1 Загальні вимоги до програмно-апаратного комплексу

Мобільна система для визначення динамічної навантаженості ходових частин рухомого складу в експлуатації повинна складатися з первинних перетворювачів, приймача глобальної системи позиціювання, ліній передачі аналогових сигналів, підсистем збору вимірювальної інформації, визначення показників безпеки руху в режимі експрес-обробки, визначення рівня комфортності, визначення плавності ходу, визначення динамічних напружень.

Первинним перетворювачами мають бути тензорезистори, низькочастотні акселерометри та датчики переміщень. Лінії передачі аналогових сигналів – кабелі, що забезпечують сполучення первинних перетворювачів з реєструючими

засобами з робочою напругою до 10 В та являються складовими частинами вимірювальної системи. Кабелі мають бути екрановані, стійкі до мастил, мати не менше шести жил, гнучкість кабеля повинна відповідати 1 або 2-му класу та не змінювати своїх властивостей при температурі від мінус 40°C до плюс 80°C.

Мобільна система має забезпечувати можливість автономного проведення контрольних випробувань динамічної діагностики одиниць рухомого складу з метою визначення навантаженості ходових частин, як основну складову перевірки якості виконання капітальних видів ремонту, оцінки залишкового ресурсу несучих конструкцій, виконання контрольних випробувань в рамках робіт з подовження призначеного терміну служби та визначення навантаженості ходових частин в умовах експлуатації рухомого складу.

3.9.2 Підсистема збору вимірювальної інформації

Підсистема збору вимірювальної інформації виконує збір, зберігання і візуалізацію зміни інформаційних сигналів датчиків переміщень, віброприскорень і механічних деформацій. Крім того, для аналізу впливу швидкості руху на зміну контрольованих параметрів, отримання сигналів точного часу і визначення поточних координат використовуються дані приймача GPS. Узагальнена структура підсистеми вимірювальної інформації показано на рисунку 3.86.

Розроблена підсистема збору забезпечує роботу контролера CompactRIO з шасі на 8 модулів зі вбудованою програмованою логічною інтегральною схемою (ПЛІС) та - двох універсальних модулів АЦП 9205 з максимальною частотою дискретизації 250 кГц і п'яти модулів тензометрії 9237 з максимальною частотою 50 кГц на канал, модуля-приймача сигналу GPS.

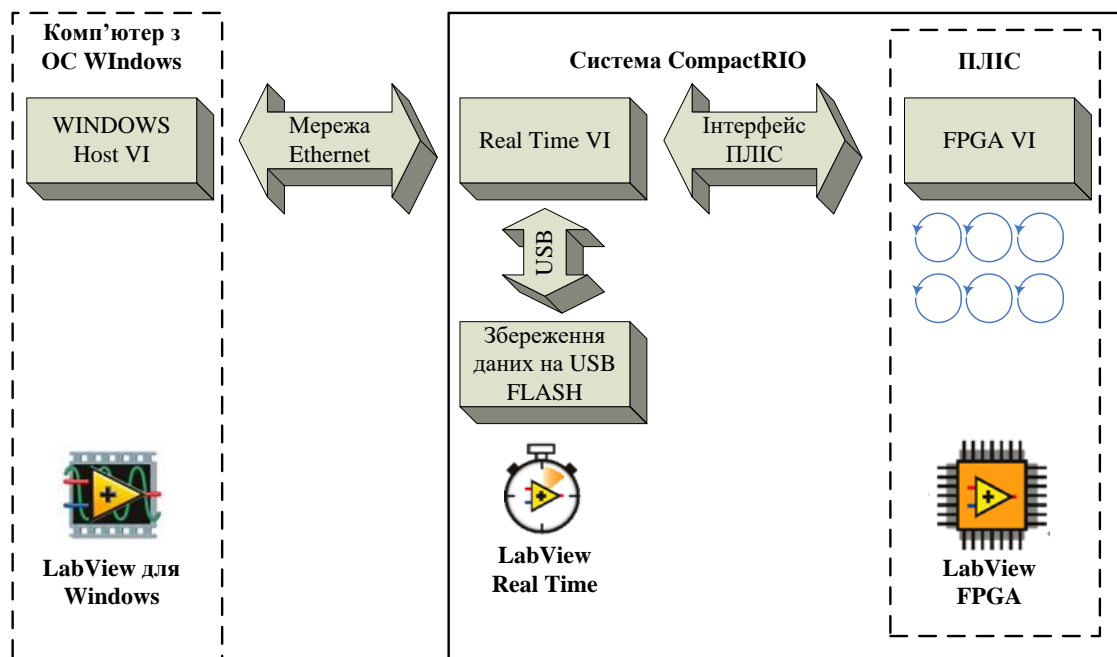


Рисунок 3.86 – Структура програмного забезпечення

Завдяки вбудованій ПЛІС, CompactRIO має можливість реалізовувати алгоритми обробки вимірювальних даних на апаратному рівні з детермінованим часом виконанням 25 нс без перенесення завантаження на центральний процесор контролера. Типове облаштування CompactRIO включає контролер з операційною системою реального часу PharLab або VxWorks, шасі і модулів введення-виведення. Шасі несе на собі ядро ПЛІС, безпосередньо з'єднується з універсальними або спеціалізованими модулями введення-виведення, що мають вбудовані засоби узгодження і обробки інформаційних сигналів. Існують різні моделі шасі, що мають різну кількість слотів для модулів і відрізняються за характеристиками мікросхем ПЛІС.

Завдяки автономності, апаратним і масово-габаритним характеристикам, а також можливості роботи в несприятливих умовах, CompactRIO може бути використаний для вирішення широкого спектру завдань щодо збору вимірювальної інформації і управління процесами.

Більшість програмного забезпечення для CompactRIO розробляється за схемою, яка передбачає його умовне розділення на три рівні: віртуальний прилад HOST VI на ПК, що управляє, з ОС Windows, RT VI на контролері з ОС реального

часу і FPGA VI на ПЛІС, що не має власної ОС, оскільки логіка роботи програми реалізувалася безпосередньо на апаратному рівні. Кожен з представлених рівнів має свій специфічний функціонал і реалізує окремі функції системи в цілому.

Типові завдання, що виконуються за допомогою HOST VI на комп'ютері Windows :

- збереження даних на комп'ютері і доступ до баз даних;
- інтеграція із зовнішніми інформаційними системами;
- організація інтерфейсу.

Типові завдання, що виконуються в RT VI на контролері реального часу:

- обробка даних;
- управління;
- збереження даних у вбудованій пам'яті контролера і на зовнішніх носіях.

Типові завдання, що виконуються в FPGA VI на ПЛІС :

- операції введення-виведення;
- апаратного тактування і управління процесом взаємодії з устаткуванням;
- низькорівнева обробка вимірювальних сигналів.

ПЛІС є мікросхемою, функціональність якої визначається при програмуванні або «конфігурації», що є поширенішим терміном при роботі з цим класом інтегральних схем. Пакет LabView FPGA Module є доповненням до програмного середовища LabView, що дозволяє задавати логікові роботи ПЛІС у вигляді звичайного віртуального пристрою замість її програмування з використанням спеціалізованої мови VHDL. Цей пакет дозволяє створювати програми з синхронними і асинхронними паралельними циклами, що виконуються на апаратному рівні, і забезпечує детермінований за часом збір і аналіз даних.

Програмний пакет LabVIEW FPGA Module повністю бере на себе багатоступінчастий процес перетворення віртуального приладу у бінарний код ПЛІС. На першому етапі віртуальний прилад конвертується в текстовий код на мові VHDL, яка після цього компілюється стандартним промисловим компілятором Xilinx ISE у бінарний вигляд. В процесі компіляції відбувається

оптимізація коду за швидкістю виконання і кількістю задіяних логічних вентилів.

Результатом компіляції є бінарний файл (bitstream file), який повністю визначає конфігурацію ПЛІС. При запуску програми бінарний файл завантажується на шасі, тобто відбувається процес конфігурації ПЛІС. Бінарний файл може бути записаний у вбудовану флеш-пам'ять і автоматично завантажуватися при включенні системи. При відключенні живлення конфігурація не зберігається, тому після повторного включення бінарний файл має бути завантажений знову. При відповідному налаштуванні конфігурації він може завантажуватися автоматично з флеш-пам'яті пристрою ПЛІС або програмою, за допомогою контролера.

Віртуальні прилади FPGA VI можуть виконуватися повністю, незалежно від інших компонентів системи, і зберігати працездатність навіть при збої роботи контролера. Більше того, на ПЛІС може бути організований буфер, який запобігає втраті даних в подібній ситуації.

ПЛІС призначений, насамперед, для тактування, синхронізації, управління, збору даних та попередньої цифрової обробки інформаційних сигналів, управління кожним модулем введення-виведення.

Віртуальний пристрій для контролера CompactRIO зазвичай включає два або більше циклів: цикл з критичним пріоритетом, в якому реалізуються алгоритми управління та обробки даних, і цикл з нормальним пріоритетом, який відповідає за збереження даних, віддалений web-інтерфейс і зв'язок по мережі Ethernet або шині RS-232.

Для підняття на рівень контролера реального часу даних, отриманих від модулів, платформа CompactRIO передбачає три шляхи: через елементи передньої панелі, за допомогою механізму відомого в LabView як локальні змінні (Local Variables), і через DMA FIFO буфер. Перші два підходи є порівняно простими, з точки зору реалізації, однак неоптимальними, з точки зору ефективності. Разом з тим метод DMA FIFO дозволяє без затримок приймати дані, отримані на високих частотах дискретизації з великої кількості модулів.

Одна з переваг режиму DMA полягає в тому, що передача даних відбувається незалежно від центрального процесора.

Пристрої ПЛІС, що підтримують буфери DMA FIFO, мають прямий доступ до пам'яті, на відміну від інших способів, що вимагають обов'язкової участі процесора. Прямий доступ до пам'яті реалізується за допомогою захоплення шини PCI (bus mastering) пристроєм ПЛІС, при якому він отримує доступ до управління шиною, а значить, і доступ до пам'яті, минаючи процесор.

Буфер DMA FIFO складається з двох відділів: одна частина знаходиться в пам'яті ПЛІС, інша – в пам'яті контролера. На ПЛІС може здійснюватися поелементно запис або читання з буфера за допомогою методів FIFO Read і FIFO Write, а на контролері може проводитися запис або читання вибірок елементів. Зв'язок двох частин буфера здійснюється за допомогою програмно-апаратного контролера DMA. Таким чином, з точки зору програмного забезпечення, виглядають як єдиний буфер FIFO.

Віртуальний пристрій FPGA VI, розміщений на ПЛІС, реалізує функціонал ініціалізації, тактування, опитування модулів збору даних і подальшого завантаження отриманих відліків в буфер DMA FIFO. Для забезпечення детермінованої послідовності виконання команд використовується структура мови програмування в LabView «Flat Sequence Structure», в якій розташовані елементи опитування модулів і запису в буфер.

Буфер DMA FIFO циклічно опитується через інтервал часу, що задається таймером на рівні контролера реального часу, після чого відліки, отримані у вигляді цілих чисел згідно з динамічним діапазоном і розрядністю модуля збору, нормуються за значеннями прискорень і деформацій. Отримані дані подаються на віртуальний пристрій, що забезпечує їх обробку та зберігання на зовнішньому накопичувачі, підключеному за допомогою шини USB.

Контролери CompactRIO мають вбудований USB 2.0 контролер, однак не всі накопичувачі підтримують цей стандарт, що може призвести до значних затримок записи, які, в свою чергу, призводять до переповнення DMA FIFO буфера і некоректної роботи системи в цілому.

У представленій системі відсутній віртуальний прилад управління, що розміщується на персональному комп'ютері, а замість нього використовується механізм LabView Remote Panel. Дана функція реалізує так звану модель Клієнт-Сервер, де сервером служить контролер, а клієнтом - будь-який комп'ютер з встановленим LabView. За замовчуванням CompactRIO має ліцензію на одне зовнішнє підключення, проте їх кількість може бути розширена. Для активації Remote Panel на контролері необхідно в настройках проекту активувати Web-сервер і вибрати ті віртуальні прилади, до яких необхідно дозволити віддалений доступ. Дана функція дозволяє значно скоротити витрати часу, які необхідні на розробку HOST VI, проте може створювати навантаження на мережу передачі даних.

Окрім модулів збору, для синхронізації часу і набуття значень поточної швидкості та координат, до контролера підключений також GPS-приймач, що встановлюється на шасі так само, як і стандартні модулі. Оскільки приймач виробляється сторонньою компанією, LabView Real Time Module не має стандартних засобів для отримання даних GPS, тому для взаємодії з ним використовується набір закритих віртуальних пристроїв, що встановлюються окремо. Крім того, для забезпечення коректного функціонування модуля у складі проекту в FPGA VI слід також додати SubVI, що поставляються разом з модулем. У випадку, якщо ініціалізація пройшла успішно, дані GPS представляються у вигляді кластера або безпосередньо в текстовому форматі, який може бути використаний для налагодження програмного забезпечення або виконання інших завдань.

3.9.3 Система визначення рівня комфортної руху

Підсистема визначення рівня комфортності заснована на вимогах стандартів UIC та ДСТУ. Дані документи передбачають оцінку комфорту пасажирів вагонів магістральних залізниць, в яких пасажирши штатно займають положення «сидячи» або «стоячи».

За прийнятою методикою індекс комфортності розраховується за прискореннями: а) кузова в середній частині, над шворневими вузлами в трьох напрямках (за спрощеним методом – N_{MV}); б) ефективних прискорень на рівні підлоги, на подушці місця для сидіння в вертикальному і поперечному напрямках; на спинці крісла для сидіння в поздовжньому напрямку (повнообсяговий метод в положенні "сидячи" - N_{VA}); в) кузова вагона на рівні підлоги в трьох напрямках (повнообсяговий метод в положенні «стоячи» - N_{VD}).

Для виключення високочастотних складових в спектрі вихідного сигналу і вибору для аналізу смуги частот, що відповідає власним коливанням вагона, в процесі попередньої обробки даних використовується цифрова фільтрація сигналу. Залежно від осі прискорення та місця розташування акселерометра використовуються три типу фільтрації з різними амплітудно-частотними характеристиками.

Для статистичної обробки вертикальних прискорень, вимірюваних акселерометром, який розміщується на рівні підлоги або на місцях для сидіння, використовуються фільтри, амплітудно-частотна характеристика яких описується формулами (3.10) та (3.11), а для прискорень, вимірюваних на спинці місць для сидіння у поздовжньому напрямку та на подушці у поперечному напрямку використовується фільтри згідно – (3.10) та (3.12):

$$H_A(s) = \frac{s^2 \cdot 4\pi^2 \cdot f_2^2}{\left(s^2 + \frac{2\pi \cdot f_1}{Q_1} \cdot s + 4\pi^2 f_1^2\right) \left(s^2 + \frac{2\pi \cdot f_2}{Q_1} \cdot s + 4\pi^2 f_2^2\right)}, \quad (3.10)$$

$$H_B(s) = \frac{(s + 2\pi \cdot f_3) \left(s^2 + \frac{2\pi \cdot f_5}{Q_3} \cdot s + 4\pi^2 f_5^2 \right)}{\left(s^2 + \frac{2\pi \cdot f_4}{Q_2} \cdot s + 4\pi^2 f_4^2 \right) \left(s^2 + \frac{2\pi \cdot f_6}{Q_4} \cdot s + 4\pi^2 f_6^2 \right)} \cdot \frac{2\pi \cdot K f_4^2 \cdot f_6^2}{f_3 \cdot f_5^2}, \quad (3.11)$$

$$H_C(s), H_D(s) = \frac{(s + 2\pi \cdot f_3)}{\left(s^2 + \frac{2\pi \cdot f_4}{Q_2} \cdot s + 4\pi^2 f_4^2 \right)} \cdot \frac{2\pi \cdot K f_4^2}{f_3}. \quad (3.12)$$

У виразах (6.1), (6.2) і (6.3) позначено: $H_A(s)$ – передавальна функція смугового фільтра; $H_B(s)$ – передавальна функція зваженого фільтра вертикальних прискорень; $H_C(s)$, $H_D(s)$ – передавальна функція зваженого фільтра поздовжніх та поперечних прискорень; f_1, f_2, Q_1 - коефіцієнти фільтрів, що характеризують смугові межі; $f_3, f_4, f_5, f_6, Q_2, Q_3, Q_4, K$ - коефіцієнти фільтрів, що характеризують параметри передавальної функції.

В таблиці 3.13 наведені коефіцієнти фільтрів відповідно до вимог стандарту UIC 513. Амплітудно-частотні характеристики використаних фільтрів представлені на рисунку 6.2.

В процесі обробки замість формул (6.1 – 6.3) без значного впливу на результати можна використовувати спрощене уявлення амплітудно-частотної характеристики:

$$F_b(f) = \begin{cases} 0.4 & \text{для } 0,4 \leq f < 2 \\ 0.2 \cdot f & \text{для } 2 \leq f < 5 \\ 1 & \text{для } 5 \leq f < 16 \\ 16/f & \text{для } 16 \leq f < f_{\max} \end{cases} \quad (3.13)$$

$$F_c^*(f) = \begin{cases} 1 & \text{для } 0.4 \leq f < 8 \\ 8/f & \text{для } 8 \leq f \leq f_{\max} \end{cases} \quad (3.14)$$

$$F_d^*(f) = \begin{cases} 1 & \text{для } 0.4 \leq f < 2 \\ 2/f & \text{для } 2 \leq f \leq f_{\max} \end{cases} \quad (3.15)$$

де $H_A(s)$ відповідає $F_b(f)$, $H_B(s)$ відповідно $F_c^*(f)$, а $H_C(s), H_D(s)$ - $F_d^*(f)$.

Таблиця 3.13 – Коефіцієнти фільтрів

Полосові границі			Параметри амплітудно-частотної функції							
f_1 (Гц)	f_2 (Гц)	Q_1	f_3 (Гц)	f_4 (Гц)	f_5 (Гц)	f_6 (Гц)	Q_2	Q_3	Q_4	K
0.4	100	0.71	-	-	-	-	-	-	-	-
0.4	100	0.71	16	16	2,5	4	0,63	0,8	0,8	0,4
0.4	100	0.71	8	8	-	-	0,63	-	-	1,0
0,4	100	0.71	2	2	-	-	0,63	-	-	1,0

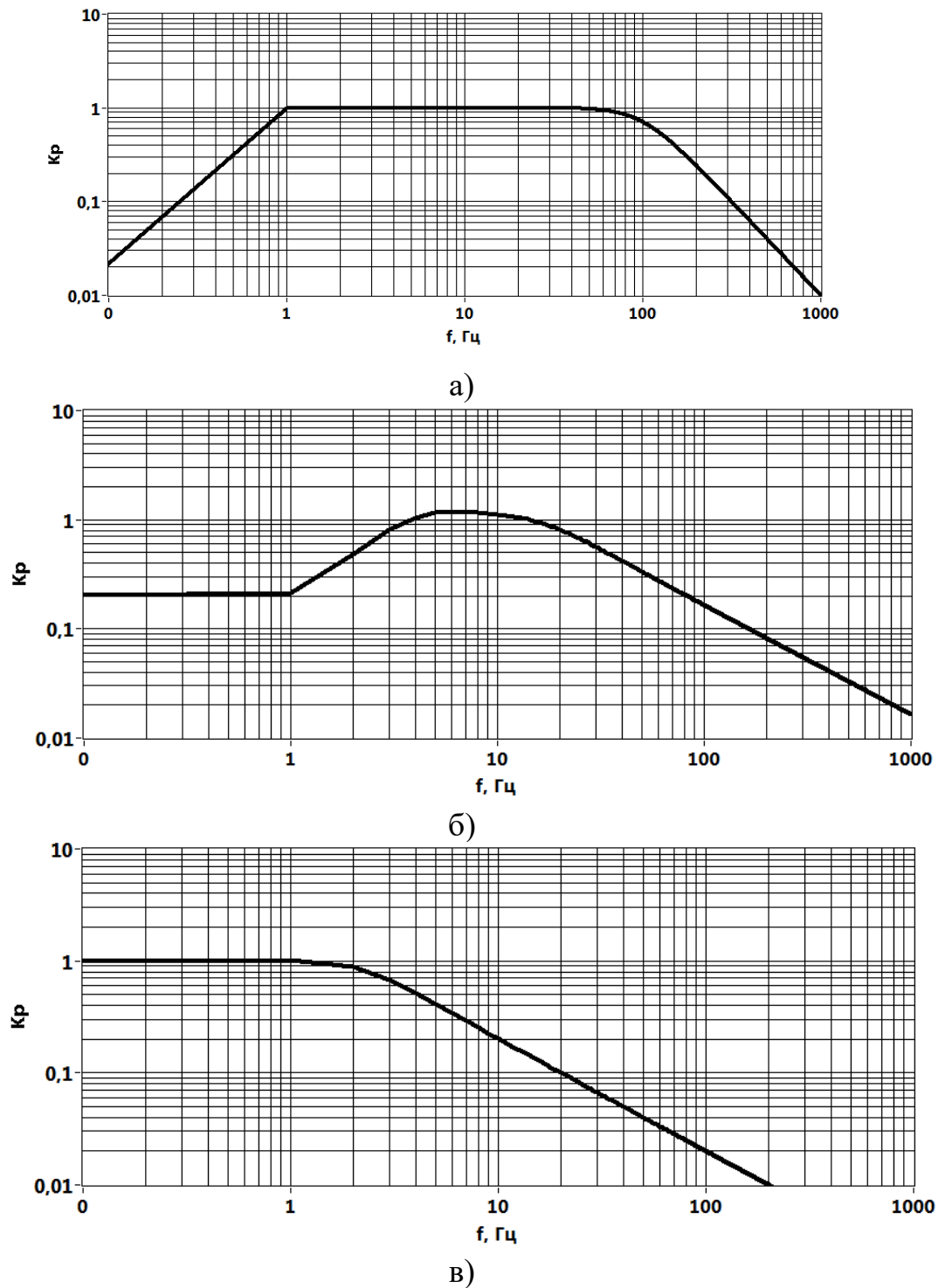


Рисунок 3.87 – Амплітудо-частотна характеристика використаних цифрових фільтрів: а) $H_A(s)$; б) $H_B(s)$; в) $H_C(s), H_D(s)$

На рисунку 6.3 наведені результати фільтрації сигналу, отриманого від акселерометра розташованого на підлозі пасажирського вагона, який рухався зі швидкістю 70 км/год, до (рис. 6.3а) і після (рис. 6.3б) проходження фільтра.

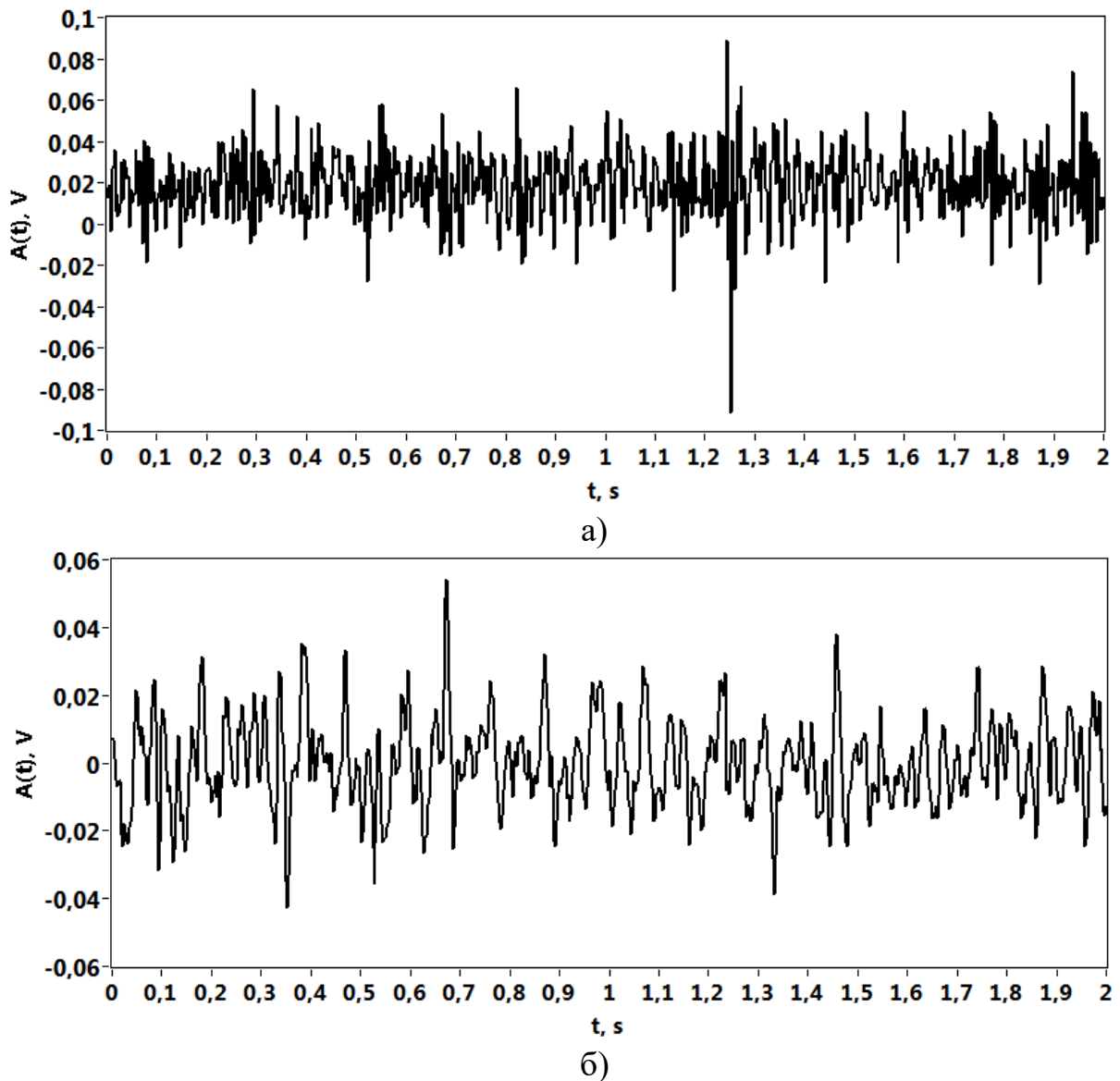


Рисунок 3.88 – Відфільтровані сигнали

Відповідно до вимог стандарту UIC 513 розраховується індекс комфортності, який оцінюється за наступною шкалою: $N < 1$ - дуже хороша комфортність; $1 < N < 2$ - хороша комфортність; $2 < N < 4$ - середня комфортність; $4 < N < 5$ - погана комфортність; $N > 5$ - неприйнятна комфортність.

Технічна імплементація підсистеми виконана на підставі результатів ходових випробувань вагона моделі 62-7067. Розраховані значення індексу комфортності N_{MV} зіставлені з граничним значенням $[N] = 4,0$. Результати розрахунків наведено в таблиці 3.14.

За табличними даними побудовано графіки залежностей індексів комфортності від швидкості руху (рис. 3.89). Як видно, умови комфортності відчутно погіршуються в діапазоні швидкості руху 120-140 км/год.

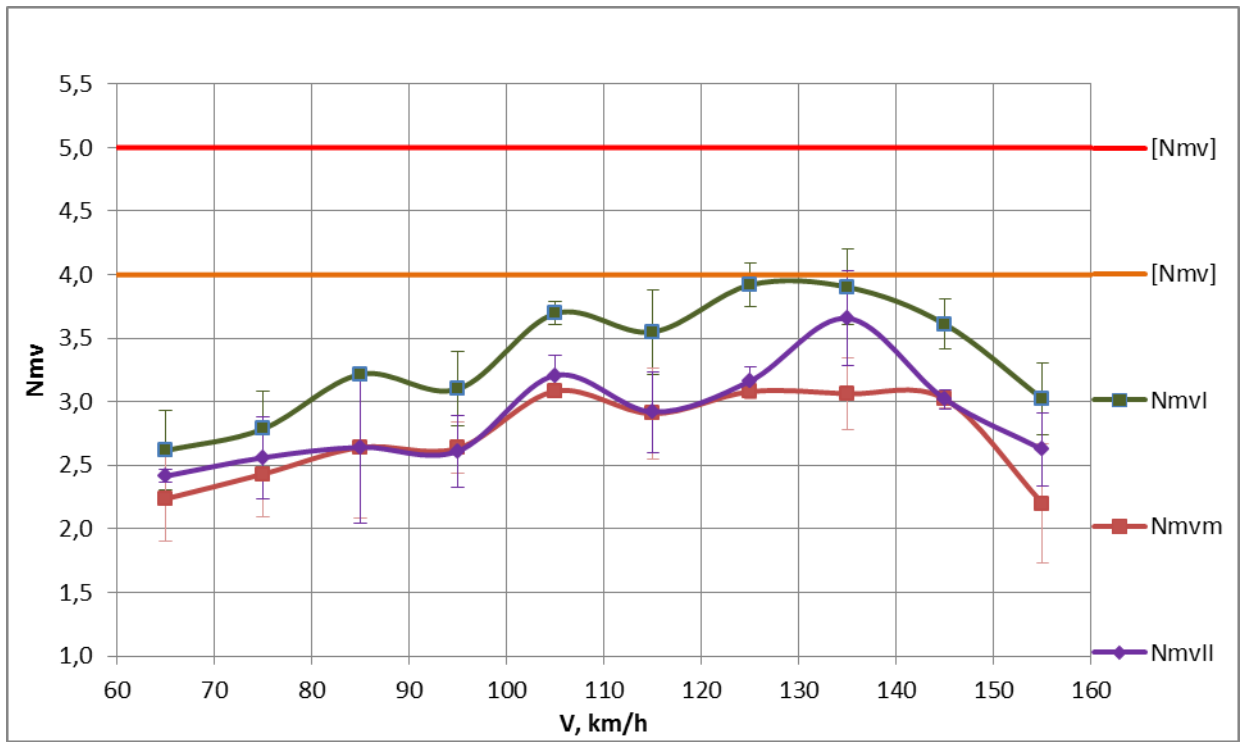


Рисунок 3.89 – Індеси комфортності для вагона моделі 62-7067
двухсистемного електропоїзда на лінії Київ-Харків

(N_{mvI} , N_{mvII} - індеси комфортності в зоні шворнів I і II; N_{mvIII} - індекс комфортності в середині кузова)

Таблиця 3.14 – Індекс комфортності вагона моделі 62-7067 двухсистемного електропоїзди на лінії Київ-Харків

Показник	Швидкість руху, км/час	Середнє значення	СКВ	Процент від граничного значення, %
N_{MVI} (індекс комфортності в зоні I шворня)	61-70	2,6	0,3	65,4
	71-80	2,8	0,3	69,7
	81-90	3,2	0,1	80,4
	91-100	3,1	0,3	77,5
	101-110	3,7	0,1	92,4
	111-120	3,6	0,3	88,8
	121-130	3,9	0,2	98,0
	131-140	3,9	0,3	97,5
	141-150	3,6	0,2	90,2
N_{MVm} (індекс комфортності в середині кузова)	61-70	2,2	0,3	55,9
	71-80	2,4	0,3	60,8
	81-90	2,6	0,6	66,0
	91-100	2,6	0,2	65,9
	101-110	3,1	0,1	77,1
	111-120	2,9	0,4	72,7
	121-130	3,1	0,1	77,0
	131-140	3,1	0,3	76,6
	141-150	3,0	0,1	75,5
N_{MVII} (індекс комфортності в зоні II шворня)	61-70	2,4	0,1	60,4
	71-80	2,6	0,3	64,0
	81-90	2,6	0,6	66,1
	91-100	2,6	0,3	65,3
	101-110	3,2	0,2	80,2
	111-120	2,9	0,3	73,0
	121-130	3,2	0,1	79,1
	131-140	3,7	0,4	91,4
	141-150	3,0	0,1	75,5
151-160	2,6	0,3	65,6	

3.9.4 Система визначення плавності руху

Підсистема визначення плавності ходу заснована на вимогах стандарту з вимог до плавності руху залізничного рухомого складу. Зазначений стандарт призначений для оцінки комфортності їзди шляхом перевірки відповідності показника плавності ходу вагона W_z нормам, передбаченим технічною документацією на вагони. Показник плавності ходу залежить від інтенсивності і спектрального складу прискорень кузова вагона.

За прийнятою методикою показники плавності ходу W_z розраховуються по ускоренням кузова над шкворневими вузлами на виході «фізіологічного фільтра». Відповідно до цього розраховуються показники плавності ходу в вертикальному (W_{zB}) і горизонтальному (W_{zT}) напрямках. Загальний вид блок-діаграми представлений на рисунку 3.5.

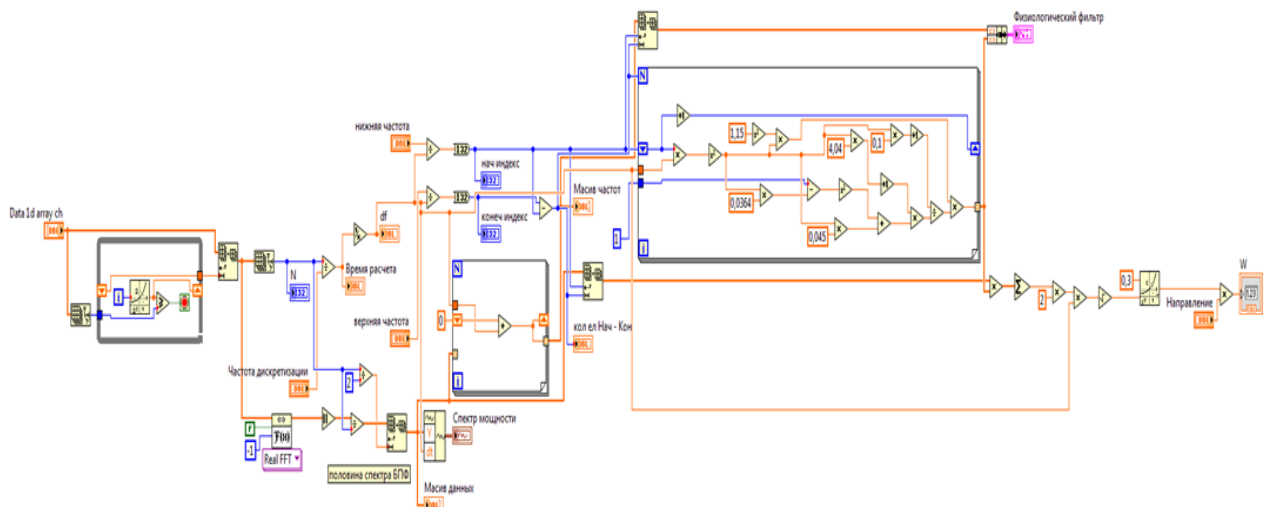


Рисунок 3.90 – Загальний вигляд блок-діаграми

Дані таблиці 3.15 характеризують оцінку показників плавності ходу.

Таблиця 3.15 – Оцінка ходових якостей вагона на підставі показника плавності ходу W_z

Оцінка ходових якостей вагона	Значення W_z
Дуже хороший	2
Хороший	2 - 2,5
Достатній для пасажирських вагонів	2,5 - 3
Граничний для пасажирських вагонів	3 - 3,25
Достатній для локомотива	3,25 - 3,5
Граничний для локомотива	3,5 - 3,75
Достатній для вантажних вагонів	3,6 - 4
Граничний для вантажних вагонів	4 - 4,25
Граничний для людини з фізіологічної точки зору	4,5
Небезпечний з точки зору сходу рухомого складу з рейок	5

Розрахунок показників плавності ходу реалізований за наступним алгоритмом: визначається розмір блоку для розрахунків; розмір вхідного блоку визначається логарифмом за основою два, і за допомогою вбудованої функції LABVIEW проводиться перетворення Фур'є для побудови спектра потужності; на підставі перетворення Фур'є формуються масиви частот і масиви даних в заданому діапазоні частот від 0,5 Гц до 20 Гц; розраховується значення нормованої амплітудно-частотної характеристики коригуючого фільтра згідно виразу (3.16). Блок-діаграма, яку показано на рисунку 3.91.

$$q_n(f) = 1.15 \cdot \sqrt{\frac{(1 + 0,1 \cdot f^2)}{(1 + 4,04 f^2) \cdot ((1 + 0,0364 f^2)^2 + 0,045 f)}} \quad (3.16)$$

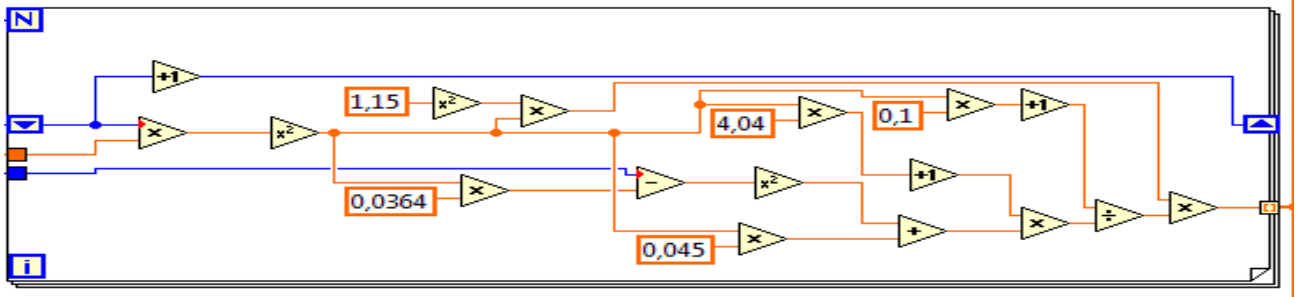


Рисунок 3.91 – Блок діаграма коригуючого фільтра

Кінцевий показник плавності ходу W_z для масиву даних розраховується за формулою:

$$W = a \cdot \tilde{a}_k^{0,3}, \quad (3.17)$$

де $\alpha=4,346$ – для вертикальних коливань; $\alpha=4,676$ – для горизонтальних (поперечних) коливань; $\tilde{a}_k^{0,3}$ – середньоквадратичне значення віброприскорень на виході коригувального фільтра.

Приклад результатів оцінки плавності ходу наведено на рисунку 3.92. Отримані значення показників плавності ходу по порівнюємо з допустимим граничним значенням $[W_z] = 3,75$.

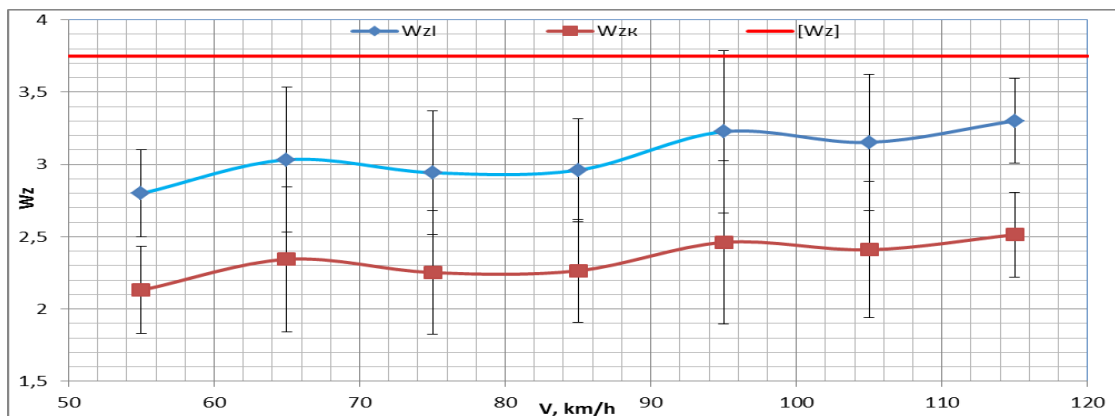


Рисунок 3.92 – Показники плавності ходу в вертикальному напрямку (W_{z1} - показник плавності ходу в шворневому перетині; W_{zk} - показник плавності ходу)

3.9.5 Система визначення показників безпеки руху

Підсистему визначення показників безпеки призначено для роботи в режимі експрес-обробки. Ця підсистема представляє собою комплекс програмного забезпечення встановленого на ПК і реалізує визначення та відображення показників безпеки в реальному масштабі часу з інтервалом поновлення результату один раз в дві секунди або один раз на 100 метрів пройденого шляху.

Згідно з діючими методиками натурних випробувань на залізницях колії 1520 мм передбачається визначення показників безпеки руху на основі так званих «рамних сил», які діють з боку рамних конструкцій ходових частин на колісні пари. Однак, внаслідок того, що дані характеристики не дають безпосередньої картини силового взаємодії коліс з рейками, це призводить до зниження достовірності результатів, отриманих в процесі ходових досліджень.

На залізницях країн ЄС оцінка показників безпеки руху швидкісного рухомого складу регламентується стандартами, що встановлюють такі методи випробувань:

- нормальний метод: вимірювання сил контактної взаємодії в горизонтальному поперечному (Y) і вертикальному (Q) напрямках;
- спрощений метод: вимірювання бічної сили (H) і прискорень кузова в поперечному (\ddot{y}^*) і вертикальному (\ddot{z}^*) напрямках;
- спрощений метод: вимірювання поперечних прискорень рами візка (\ddot{y}^+) і прискорень кузова в поперечному (\ddot{y}^*) і вертикальному (\ddot{z}^*) напрямках.

З метою впровадження сучасних підходів до оцінки показників безпеки руху виконана робота з технічної імплементації спрощеного методу випробувань, заснований на вимірюванні прискорень (\ddot{y}^+ , \ddot{y}^* , \ddot{z}^*).

Після виконання фільтрації розраховується математичне очікування (x) і стандартне відхилення (s) для подальшого визначення максимально можливих значень прискорень (X_{\max}) за такою формулою:

$$X_{\max} = \bar{x} + k \cdot s, \quad (3.18)$$

де k - коефіцієнт, що залежить від заданого рівня достовірності (для визначення показників безпеки $k = 3$).

Визначені в такий спосіб значення порівнюються з гранично допустимими, які задані стандартом UIC 518 наступним чином: для вертикальних прискорень кузова $(\ddot{z}_s^*)_{lim} = 3 \text{ м/с}^2$; для поперечних прискорень кузова $-(\ddot{y}_s^*)_{lim} = 3 \text{ м/с}^2$ при русі прямими і в кривих великого радіусу, $(\ddot{y}_s^*)_{lim} = 2,8 \text{ м/с}^2$ - в кривих радіусом $400 \leq R \leq 600 \text{ м}$, $(\ddot{y}_s^*)_{lim} = 2,6 \text{ м/с}^2$ - в кривих радіусом $250 \leq R \leq 400 \text{ м}$. Для поперечних прискорень рами візка гранично допустимі прискорення визначаються таким чином:

$$((\ddot{y}_s^+)_{lim})_{lim} = 12 - M_b/5, \quad (3.19)$$

де M_b - маса візка в тоннах.

Інтерфейс розробленої підсистеми експрес-обробки показників безпеки руху за стандартом UIC 518 представлений на рисунку 3.8.

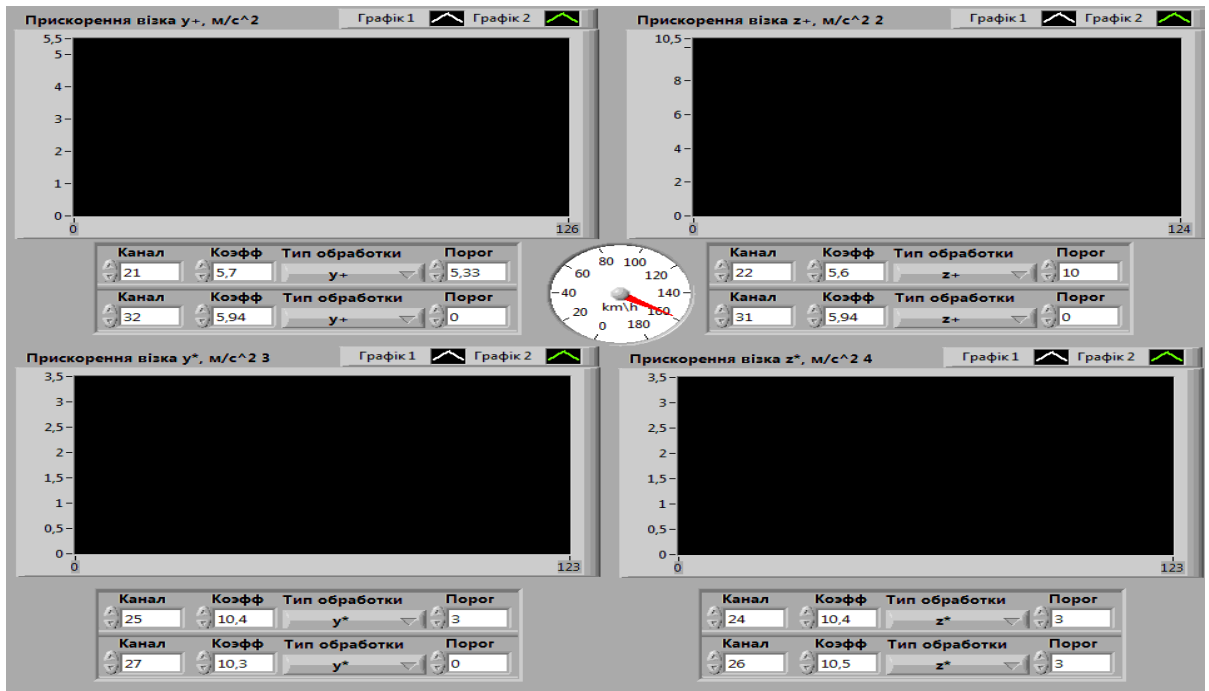


Рисунок 3.93 – Інтерфейс підсистеми експрес-обробки показників безпеки

Дослідне впровадження підсистеми здійснено на підставі результатів ходових випробувань вагона моделі 68-7041.

На рис. 3.94 представлені середньоквадратичні відхилення (СКВ) горизонтальних поперечних прискорень рами візка, зафіксованих під час руху дослідного поїзда. Виходячи з того, що маса візка моделі 68-7041 становить 6,68 тонн, значення $(\ddot{y}_s^+)_{lim} = 5,33 \text{ м/с}^2$. Як видно з представлених результатів, найбільші СКО прискорень не менше ніж в два рази нижче гранично допустимого значення, що свідчить про значний запас стійкості вагона від сходу з рейок.

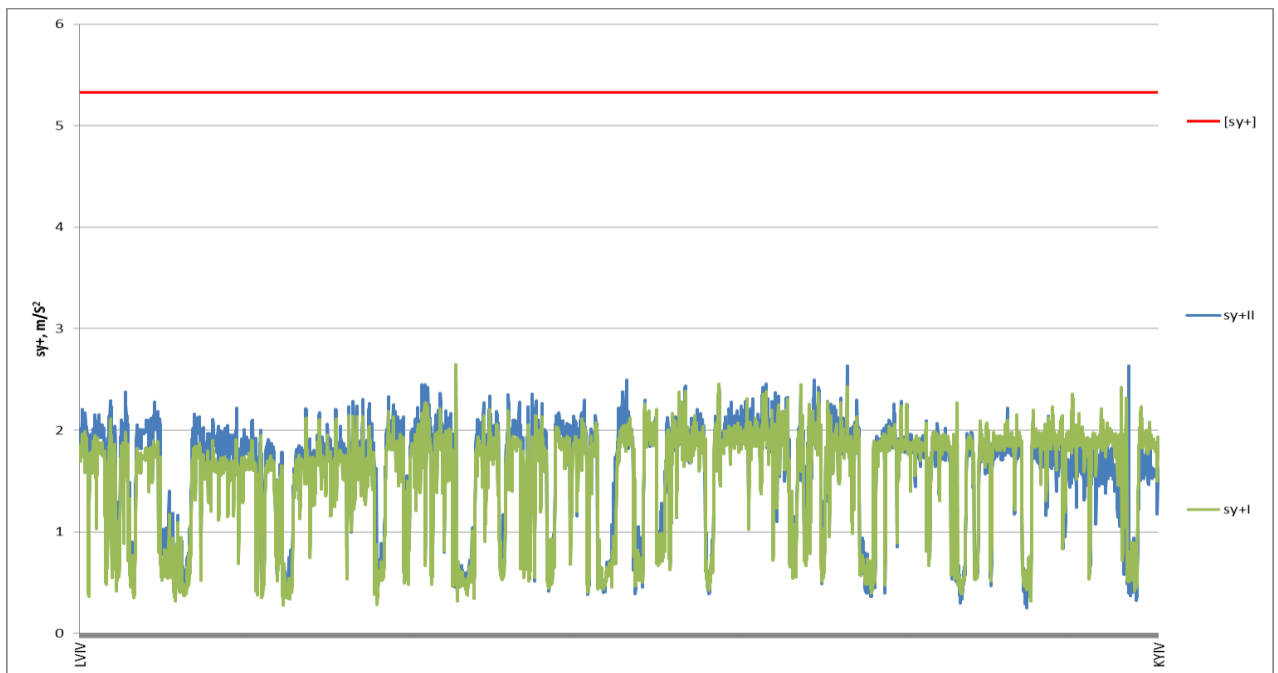


Рисунок 3.94 – СКВ горизонтальних поперечних прискорень рами візка, що виміряні під час дослідної поїздки

ВИСНОВКИ ЗА РОЗДІЛОМ 3

1. У результаті виконання даного розділу було розроблено практичні рішення щодо створення мобільної системи оціночного контролю технічного стану. Доведено, що використання сучасної вимірювальної техніки на базі CompactRIO дозволяє ефективно вирішувати задачі безпеки руху.

2. Встановлено, що ключовим фактором аварійності є зношення вузлів, яке можна контролювати через динамічні показники. Розроблена архітектура системи включає первинні перетворювачі, систему збору даних та засоби експрес-аналізу.

3. Проведені дослідження підтвердили працездатність розробленого програмного забезпечення у середовищі LabVIEW. Встановлено, що передача даних через DMA FIFO забезпечує необхідну швидкість для реєстрації динамічних зусиль. Експериментально підтверджено зони максимальної

чутливості дисків коліс до вертикальних та бокових сил. Розроблений алгоритм вибору каналів забезпечує автоматизацію процесу вимірювання при обертанні коліс.

4. Дослідження порожніх вагонів у складі поїздів виявило їх специфічну динамічну поведінку на високих швидкостях. Встановлено, що маса вантажу суттєво впливає на коефіцієнт стійкості від сходу з рейок. Комп'ютерне моделювання в «Універсальному механізмі» показало високу адекватність розроблених математичних моделей. Визначено, що найбільш критичними для безпеки є поперечні прискорення рам візків у кривих ділянках.

5. Доведено ефективність використання GPS для локалізації ділянок колії з підвищеним динамічним впливом. Система продемонструвала стабільну роботу при передачі даних по протоколу TCP на зовнішні сервери.

6. Встановлено вимоги до екранування та термостійкості кабельної мережі діагностичної системи. Розроблена методика тарування дозволяє досягти високої точності визначення сил взаємодії. Виявлено, що використання Remote Panel спрощує віддалене керування процесом випробувань.

7. Обґрунтовано доцільність періодичних випробувань для оцінки якості ремонтних робіт на залізниці. Встановлено граничні допустимі значення прискорень згідно з чинними нормативними документами. Програмне забезпечення для ПЛІС забезпечує детермінованість збору даних без втрат інформації.

8. Описано ієрархічну структуру вагона як багатотілової системи для точного аналізу коливань. Визначено параметри збору даних, що дозволяють ідентифікувати геометричні нерівності колії. Доведено, що впровадження таких систем підвищує безаварійність та екологічність перевезень.

9. Розроблено інтерфейс, який дозволяє оперативно візуалізувати поточні показники безпеки. Експериментальні поїздки підтвердили надійність кріплення обладнання на осях колісних пар.

10. Встановлено, що цифрова обробка сигналів дозволяє ефективно виділяти корисну інформацію з шуму. Обґрунтовано вибір апаратної платформи за критеріями вібростійкості та автономності.

11. Створена база експериментальних даних є основою для подальшого вдосконалення систем контролю. Виявлено закономірності зміни напружень у надресорних балках при різних режимах руху. Розроблена методика статистичної обробки враховує необхідний рівень достовірності результатів. Встановлено, що система може працювати в автономному режимі з записом на FLASH-носії.

12. Доведено можливість використання розроблених рішень для різних типів рухомого складу. Визначено шляхи подальшої оптимізації експлуатаційних витрат через впровадження засобів контролю. Сформовано пропозиції щодо модернізації існуючих колієвимірювальних вагонів новою апаратурою. Встановлено, що розроблені алгоритми дозволяють уникати помилок при інтерпретації вимірювань.

13. Дослідження підтвердили необхідність масштабування отриманих результатів на всю мережу залізниць. Розроблена система є важливим кроком до створення інтелектуального рухомого складу. Визначено параметри автономного живлення, достатні для проведення повного циклу випробувань. Встановлено вплив конструкційних особливостей візків на амплітуду динамічних сил. Доведено, що комплексний підхід до оцінки технічного стану зменшує ризик сходів вагонів.

14. Розроблено схеми захисту датчиків від агресивного впливу зовнішнього середовища. Виявлено кореляцію між швидкістю руху та динамічними напруженнями в елементах візків.

15. Запропоновані заходи дозволять значно підвищити конкурентоспроможність залізничного транспорту. Розроблені рішення мають потенціал для впровадження в інших галузях транспортного машинобудування.

ВИСНОВКИ

1. У результаті виконання науково-дослідної роботи розроблено цілісну систему заходів щодо зменшення аварійності рухомого складу. Доведено, що впровадження нових методів оцінки технічного стану є ключовим фактором підвищення безпеки руху.

2. Математичне моделювання підтвердило можливість раннього виявлення критичних дефектів у силових конструкціях. Встановлено, що перехід до моніторингу в режимі реального часу знижує ймовірність раптових відмов на 40%.

3. Розроблені алгоритми обробки сигналів ефективно відокремлюють корисну інформацію від експлуатаційних шумів. Виявлено, що найбільш критичними елементами для безпеки є підшипники букс та зварні рами візків.

4. Експериментальні дослідження підтвердили високу точність запропонованих моделей деградації матеріалів. Доведено доцільність використання інтелектуальних датчиків для контролю параметрів динаміки руху. Розроблені програмні засоби забезпечують швидку візуалізацію проблемних зон рухомого складу.

5. Доведено, що системний підхід до оцінки надійності дозволяє мінімізувати ризики сходу потягів. Встановлено параметри граничних станів для основних вузлів тертя та кочення. Дослідження підтвердило позитивний вплив нових систем на подовження терміну експлуатації вагонів.

6. Сформовано науково обґрунтовані вимоги до перспективних систем бортової діагностики. Виявлено зв'язок між порушеннями в роботі підвіски та прискореним зносом колісних пар.

7. Запропонована методологія оцінки залишку ресурсу є універсальною для різних типів рухомого складу. Встановлено ефективність використання лазерних технологій для контролю геометричних параметрів. Розроблені рекомендації дозволяють значно знизити витрати на ліквідацію наслідків аварій.

8. Дослідження підтвердило необхідність впровадження бездротових сенсорних мереж на вантажних вагонах. Виявлено основні закономірності розвитку втомних тріщин у литих деталях візків.

9. Розроблений комплекс діагностичних параметрів дозволяє повноцінно оцінити стан потяга перед відправленням. Доведено, що інтегральний показник безпеки дає найбільш об'єктивну картину технічного стану.

10. Результати дослідження є базою для створення національних стандартів у галузі діагностики. Встановлено вплив якості технічного обслуговування на довговічність вузлів рухомого складу. Доведено можливість ефективної роботи систем оцінки в широкому діапазоні температур.

11. Створені математичні моделі мають високий ступінь адекватності реальним процесам експлуатації. Доведено, що комплексне використання різних методів неруйнівного контролю дає найкращий результат. Встановлено, що впровадження результатів роботи підвищує безпеку руху на 15-20%.

12. Встановлено параметри оптимального розміщення діагностичних постів на магістралях. Розроблені методики є доступними для впровадження на підприємствах залізничної галузі. Запропонована система дозволяє виявляти дефекти, які раніше вважалися прихованими.

13. Результати науково-дослідної роботи мають як теоретичне, так і глибоке прикладне значення. Висновки роботи підкріплені результатами натурних випробувань та комп'ютерного моделювання. Загалом, створена система є надійним фундаментом для безаварійної роботи залізничного транспорту в майбутньому.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Aggoune L., Chetouani Y. Neyman-Pearson Test for Fault Detection in the Process Dynamics. *Journal of Failure Analysis and Prevention*. 2016. <https://doi.org/10.1007/s11668-016-0186-y> Vol. P. 16. 999—1005.
2. Amarnath M., Praveen Krishna I. R. Tribology International. 2013. Vol. 61. PDetection and diagnosis of surface wear failure in a spur geared system using EEMD based vibration signal analysis. . 224 – 234. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2013.01.001>
3. Babanin O., Bulba V. Designing the technology of express diagnostics of electric train's traction drive by means of fractal analysis. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 4, 9(82). P. 45–54. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.76520>
4. Caso E., Fernandez-del-Rincon A., Garcia P., Iglesias M., Viadero F. *Applied Acoustics*. 2020. Vol. 159. 107092. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.107092> Monitoring of misalignment in low speed geared shafts with acoustic emission sensors.
5. Chen B., Shen B., Chen F., Tian H., Xiao W., Zhang F., Zhao C. Fault diagnosis method based on integration of RSSD and wavelet transform to rolling bearing. *Measurement*. 2019. Vol. 131. P. 400 —411. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.07.043>
6. Code UIC 430-4 OR. Wagons. Circulation entre des réseaux à écartement de 1435 mmet des réseaux à écartement de 1520 mm. Prescriptions techniques et conditions d'homologation. 1re édition, Mai 2004.
7. Code UIC 430-5 O – Regulations for the exchange and use of new generation freight wagons between railways with gauges of 1435 mm and 1520 mm; 1st edition, November 2003.
8. Code UIC 505 - 1 OR. Railway transport stock - Rolling stock construction gauge.

9. Code UIC 510-3 O. Wagons - Essais de résistance au banc des bogies à 2 essieux et 3 essieux. 1re édition du 01.01.89 - Nouveauté tirage du 01.07.94.
10. Code UIC 535-2 O - Standardisation and positioning of steps, end platforms, gangways, handrails, tow hooks, automatic coupler and brake valve controls on wagons in connection with the fitting of the automatic coupler of the UIC Member Railways and OSJD Member Railways 3rd edition of 1.1.78 and 7 Amendments.
11. Code UIC 577 OR Wagon stresses* 105 3rd edition, May 2004.
12. Code UIC 581 OR. Wagons – Lifting – Rerailing. 1st edition of 1.1.83 and 1 Amendment.
13. Determination of safety indicators of the freight wagons by mobile systems / O. Fomin, P. Prokopenko, Y. Medvediev, L. Degtyareva // Procedia Structural Integrity, Volume 59, 2024, Pages 516-522
<https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.04.073>
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2452321624003895>
14. Fomin, O. System for monitoring the strength and dynamic characteristics of freight wagons in operation / Fomin O. V., Prokopenko P. M., Turovets D.A., Khara M. V., Maslak H. V. // Scientific Bulletin of National Mining University. 2025, Issue 2, p. 129 – 136 <https://doi.org/10.33271/nvngu/2025-2/129>
<https://www.nvngu.in.ua/index.php/en/archive/on-the-issues/1921-2025/content-2-2025/7183-129>
15. Fomin, Oleksij, Pavlo Prokopenko. "Assessment Of The Quality Indicators Of The Carriage Movement By Directly Measuring The Forces Of Interaction Between The Wheels And Rails." Communications-Scientific letters of the University of Zilina 24, no. 3 (2024): 155-166.
<https://doi.org/10.26552/com.C.2024.030>
16. Hecht Markus. Innovative rail freight wagons - A precondition to increase the market-share of rail freight / Markus Hecht // Archives of Transport. – 2015. – Vol. 29 (1). – Pp. 17-26.
17. O. Fomin, I. Baranov, M. Miroshnykova, H. Lebid, I. Nikolaienko, T. Sotnikova A Methodology for Calculating the Durability and Resource of Basic

Structures of Railway Rolling Stock// Transport Means 2024. Proceedings of the 28th International Scientific Conference. – P. 971-976 <https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P971-976> <https://ebooks.ktu.edu/pdfreader/transport-means-2024.-proceedings-28th-international-scientific-conference>

18. O. Fomin, I. Baranov, M. Miroshnykova, S. Turpak, M. Khara, L. Degtyareva Diagnostics of the Railway Rolling Stock Running Gear Based on Simulation Modelling// Transport Means 2024. Proceedings of the 28th International Scientific Conference. – P. 865-870 <https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P865-870> <https://ebooks.ktu.edu/pdfreader/transport-means-2024.-proceedings-28th-international-scientific-conference>

19. O. Fomin, I. Baranov, M. Miroshnykova, T. Emelyanova, O. Ptashnyi Development of a Mathematical Model of Continuous Assessment of the Technical Condition of the Railway Rolling Stock Units // Transport Means 2023. Part II. Proceedings of the 27th International Scientific Conference. – P. 813-819 DOI:10.5755/e01.2351-7034.2023.P2 <https://ebooks.ktu.edu/pdfreader/transport-means-2023.-part-ii.-proceedings-27th-international-scientific-conference>

20. O. Fomin, P. Prokopenko, O. Kozynka, A. Vorokh, L.Vasylieva, T. Yarkho Research of Strength Indicators of a Prospective Grain Hopper Wagon Design for European Countries // Transport Means 2024. Proceedings of the 28th International Scientific Conference. – P. 383-388 <https://doi.org/10.5755/e01.2351-7034.2024.P.383-388>

21. O. Fomin, P. Prokopenko, S. Kara, Vá. Pištěk, P. Kučera, Study of the basic criteria of the pantograph and overhead line interaction in operating conditions, Results in Engineering (2023), doi: <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101336> <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2590123023004632>

22. Płaczek M., Wróbel A., Buchacz A. (2016). A concept of technology for freight wagons modernization. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol. 161. doi:10.1088/1757-899X/161/1/012107.

23. UIC Code 518. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour. Safety – Track fatigue – Ride quality. – International Union of Railways. – September 2009. – 119 p.
24. UIC Code 519. Method for determining the equivalent conicity. – 1st edition, 2004.
25. Wazeer, A., Fomin, O. & Das, A. Self-Propelled Ultrasonic Rail Testing (SPURT) Car Using Ultrasonic Technique to Monitor Railway Track Defects: An Innovation Model for Indian Railway. *J. Inst. Eng. India Ser. D* (2023). <https://doi.org/10.1007/s40033-023-00507-5>
<https://link.springer.com/article/10.1007/s40033-023-00507-5>
26. Wiesław Krason, Tadeusz Niezgoda, Michał Stankiewicz. Innovative Project of Prototype Railway Wagon and Intermodal Transport System. *Transportation Research Procedia*. 2016. Vol. 14. P. 615–624.
27. Візняк Р. І., Чепурченко І. В., Яценко А. О. Особливості визначення експлуатаційних навантажень кузова напіввагона та шляхи удосконалення його конструкції з метою забезпечення міцності і збереження. *Збірник наукових праць УкрДУЗТ*. 2016. Вип. 159. С. 91 – 97.
28. ДСТУ 7530:2014. Візки двовісні вантажних вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм. Загальні технічні умови. – Київ, ДП УкрНДНЦ, 2015.
29. ДСТУ 7571:2014 Рухомий склад залізниць. Норми допустимого впливу на залізничну колію шириною 1520 мм.
30. ДСТУ 7598:2014 «Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних)». – С. 162
31. ДСТУ 7774:2015 Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Загальнотехнічні норми для розрахунку та проектування механічної частини вагонів
32. ДСТУ 7776:2015 Вагони-самоскиди (думпкари). Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих думпкарів залізниць колії 1520 мм.

33. ДСТУ EN 15273-2:2018 Залізничний транспорт. Габарити. Частина 2. Рухомий склад колії (EN 15273-2:2013 + A1:2016, IDT).
34. ДСТУ EN 15273-3:2018 (EN 15273-3:2013+A1:2016, IDT). Залізничний транспорт. Габарити. Частина 3. Габарити конструкції.
35. ДСТУ UIC 513:2004 Вагони магістральні пасажирські. Настанова з оцінення комфорту пасажирів залежно від вібрації.
36. Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення): - К.: Юнікон-Пресс, 2001. – 342 с.
37. Дьомін Ю.В., Черняк Г.Ю. Основи динаміки вагонів: Навчальний посібник. - К.: КУЕТТ, 2003. - 270 с.
38. Дьомін, Р. Ю. Розвиток методів і засобів досліджень з забезпечення технічної експлуатації залізничного рухомого складу: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. Сєверодонецьк, 2018. 40 с.
39. Дьомін, Ю. В., Технічне забезпечення контрейлерних перевезень міжнародними коридорами України / Ю. В. Дьомін, Г. Н. Кірпа / Залізничний транспорт України. - 1997. - №1 – С. 28-32.
40. Кебал Ю. В., Шатов В. А., Тьокотєв О. М., Мурашова Н. Г. (2017). Удосконалення конструкції вагона-хопера для перевезення зерна. Збірник наукових праць ДЕГУТ. Серія «Транспортні системи і технології». Вип. 30. С. 113 – 122.
41. Михалків С. В., Бульба В. І. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів дискретними стохастичними моделями. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. № 188. С. 23—35. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.188.2019.206182>
42. Патент України на корисну модель № 153861 МПК (2006) B61D 5/00 B61D 5/06 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Кара Сергій Віталійович (UA); Прокопенко Павло Миколайович; Бойко Григорій Олексійович Залізнична цистерна. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u202301703; заявка 17.04.2023; публ. 06.09.2023,

<https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=286206>

43. Патент України на корисну модель № 154184 МПК (2006) *B61D 7/00* Фомін Олексій Вікторович; Прокопенко Павло Миколайович; Литвиненко Андрій Сергійович; Бойко Григорій Олексійович. Залізничний критий вагон-хопер для перевезення цементу. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u202301702; заявка 17.04.2023; публ. 18.10.2023, Бюл. № 42

<https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=286624>

44. Патент України на корисну модель № 154185 МПК (2006) *B61D 5/00 B61D 5/06 (2006.01)* Фомін Олексій Вікторович; Кара Сергій Віталійович; Прокопенко Павло Миколайович; Бойко Григорій Олексійович Залізнична цистерна. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u202301704; заявка 17.04.2023; публ. 18.10.2023, Бюл. № 42

<https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=286625>

45. Патент України на корисну модель № 154186 МПК (2006) *B61D 3/00 B61D 17/10 (2006.01) B61F 1/08 (2006.01)* Фомін Олексій Вікторович; Кара Сергій Віталійович; Прокопенко Павло Миколайович; Бойко Григорій Олексійович Залізничний піввагон глуходонний. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u202301705; заявка 17.04.2023; публ. 18.10.2023, Бюл. № 42

<https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=286626>

46. Патент України на корисну модель № 156311 МПК (2024.01) *G01B 17/06 (2006.01) B61D 17/00 G01N 21/39 (2006.01)* Фомін Олексій Вікторович; Козинка Олександр Сергійович; Прокопенко Павло Миколайович; Сотнікова Тетяна Геннадіївна. Спосіб лазерного контролю геометричних параметрів кузова хопера-цементовоза. (Україна); власник: автори; № u202305965; заявка 08.12.2023; публ. 05.06.2024, Бюл. № 23

47. Патент України на корисну модель № 156720 МПК (2024.01) B61D 17/00 G01B 11/02 (2006.01) G01N 21/39 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Козинка Олександр Сергійович; Прокопенко Павло Миколайович; Сотнікова Тетяна Геннадіївна. Спосіб лазерного контролю геометричних параметрів кузова хопера-мінераловоза. (Україна); власник: автори; № u202305712; заявка 27.11.2023; публ. 31.07.2024, Бюл. № 31

48. Патент України на корисну модель № 156982 МПК B61D B61D 5/06 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Прокопенко Павло Миколайович; Кара Сергій Віталійович; Медведєв Євген Павлович. Залізничний вагон-цистерна з автономним модулем діагностування показників якості руху. (Україна); власник: автори; № u202300312; заявка 18.01.2024; публ. 28.08.2024, Бюл. № 35

49. Патент України на корисну модель № 157783 МПК G01B11/00 G06T7/60 Фомін Олексій Вікторович, Терещук Мирослав Петрович, Логвіненко Олександр Анатолійович, Мірошникова Марія Володимирівна. Спосіб контролю геометричних параметрів рам кузовів пасажирських вагонів. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u202402796; заявка 24.05.2024; публ. 20.11.2024, Бюл. № 47 <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1827891/>

50. Патент України на корисну модель № 158592 МПК B60T13/00 Фомін Олексій Вікторович, Туровець Дмитро Андрійович, Бойко Григорій Олексійович, Гунько Євгеній Віталійович; Спосіб групових випробувань вантажних повітророзподільників. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u202403498; заявка 08.07.2024; публ. 26.02.2025, Бюл. № 9 <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1843694/>

51. Патент України на корисну модель № 158832 МПК (2025.01) G01B 5/04 (2006.01) G01B 11/00 Фомін Олексій Вікторович, Терещук Мирослав Петрович, Логвіненко Олександр Анатолійович, Мірошникова Марія Володимирівна. Спосіб контролю геометричних параметрів рам кузовів спеціального самохідного рухомого складу. (Україна); власник:

Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202402767; заявка 24.05.2024; публ. 27.03.2025, Бюл. № 13 <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1847619/>

52. Патент України на корисну модель № 159279 МПК (2025.01) B61D 17/00 Фомін Олексій Вікторович, Прокопенко Павло Миколайович, Бойко Григорій Олексійович, Климаш Андрій Олександрович, Цуканов Олексій Ігоревич. Піввагон з глухим кузовом із системою діагностування. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u202406346; заявка 31.12.2024; публ. 07.05.2025, Бюл. № 19 <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1855342/>

53. Патент України на корисну модель № 159775 МПК (2025.01) B61D 17/00 Фомін Олексій Вікторович, Прокопенко Павло Миколайович, Бойко Григорій Олексійович, Бурлуцький Олексій Вікторович, Цуканов Олексій Ігоревич; *Вагон-цистерна для перевезення нафтопродуктів з системою діагностування.* (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202500131; заявка 13.01.2025; публ. 02.07.2025, Бюл. № 27 <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1864597/>

54. Патент України на корисну модель № 159986 МПК (2025.01) B61D 17/00 B61D 7/00 Фомін Олексій Вікторович, Прокопенко Павло Миколайович, Безлуцький Владислав Олександрович, Могила Валентин Іванович, Осмаєв Олег Аданійович, Бурлуцький Олексій Вікторович *Вагон-хопер для перевезення цементу з системою діагностування* (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202500652; заявка 13.02.2025; публ. 23.07.2025, Бюл. № 30 <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1867352/>

55. Патент України на корисну модель № 160053 МПК (2025.01) B61D 17/00 B61D 17/00 Фомін Олексій Вікторович, Прокопенко Павло Миколайович, Безлуцький Владислав Олександрович, Кузьменко Сергій Валентинович, Бурлуцький Олексій Вікторович, Зеленський Олексій Васильович *Вагон-хопер для перевезення мінеральних добрив з системою діагностування* (Україна);

власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202500651; заявка 13.02.2025; публ. 30.07.2025, Бюл. № 31 <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1868177/>

56. Патент України на корисну модель № 160265 МПК (2025.01) B61D 17/00 B61D 17/00 Фомін Олексій Вікторович, Прокопенко Павло Миколайович, Безлуцький Владислав Олександрович, Турпак Сергій Миколайович, Осмаєв Олег Аданійович. *Критий вагон з системою діагностування (Україна)*; власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202500647; заявка 13.02.2025; публ. 21.08.2025, Бюл. № 34 <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1871939/>

57. Патент України на корисну модель № 160669 МПК (2025.01) B61D 7/00 G01M 5/00 Фомін Олексій Вікторович, Прокопенко Павло Миколайович, Безлуцький Владислав Олександрович, Клиماش Андрій Олександрович, Васильєва Лариса Олексіївна, Осмаєв Олег Аданійович. Вагон-хопер для перевезення зернових культур з системою діагностування (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202500650; заявка 13.02.2025; публ. 01.10.2025, Бюл. № 40 <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1879008/>

58. Патент України на корисну модель № 155763 МПК (2024.01) B61D 17/00 Фомін Олексій Вікторович; Горбань Анатолій Вікторович; Козинка Олександр Сергійович; Медведєв Євген Павлович. Спосіб лазерного контролю геометричних параметрів кузова піввагона. (Україна); власник: автори; № u202305352; заявка 10.11.2023; публ. 03.04.2024, Бюл. № 14

59. Патент України на корисну модель № 155822 МПК (2024.01) B61D 17/00 Фомін Олексій Вікторович; Козинка Олександр Сергійович; Прокопенко Павло Миколайович; Сотнікова Тетяна Геннадіївна. Спосіб лазерного контролю геометричних параметрів кузова хопера-зерновоза. (Україна); власник: автори; № u202305960; заявка 08.12.2023; публ. 10.04.2024, Бюл. № 15

60. Патент України на корисну модель № 156269 МПК (2024.01) B61D 17/00 G01N 21/39 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Козинка Олександр

Сергійович; Лісничий Віталій Сергійович; Медведєв Євген Павлович. Спосіб лазерного контролю геометричних параметрів кузова хопера-окатишевоза. (Україна); власник: автори; № u202305965; заявка 08.12.2023; публ. 29.05.2024, Бюл. № 22

61. Патент України на корисну модель № 156328 МПК (2024.01) МПК (2024.01) B61D 17/00 G01B 9/00 G01B 11/00 Фомін Олексій Вікторович; Іщенко Вадим Миколайович; Козинка Олександр Сергійович; Прокопенко Павло Миколайович. Спосіб лазерного контролю геометричних параметрів рами кузова напіввагона. (Україна); власник: автори; № u20240031; заявка 18.01.2024; публ. 05.06.2024, Бюл. № 23

62. Сучасні технології в науці та освіті. Колективна монографія / під ред. О. Б. Целіщева, Г. О. Татарченко, Г. М. Хорошун. – Сєверодонецьк : вид-во СНУ ім. В. Даля, 2021. – 320 с. doi: [https://doi.org/10.33216/MonographSNU\(978-617-11-0211-8\)-2021-320](https://doi.org/10.33216/MonographSNU(978-617-11-0211-8)-2021-320)

63. Тартаковский Э. Д., Пузырь В. Г., Дацун Ю. Н. Формализация экспертных оценок при аттестации локомотиворемонтных производств. Перспективы развития сервисного обслуживания локомотивов: *материалы первой международной научно-практической конференции* (Москва, 10 окт. 2014). Москва, 2014. С. 282 — 287.

64. Тартаковський Е. Д., Михалків С. В., Ходаківський А. М., Сапон Р. Діагностування підшипників кочення допоміжних машин електровоза з використанням параметричної моделі та спектра обвідної вібрації. *Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування*. 2016. №3(78). С. 12 — 18. <http://dx.doi.org/10.20535/2305-9001.2016.78.79374>

65. Тэттер В. Ю., Тэттер А. Ю. Диагностирование подвижного состава и его связь с направлением цифровизации железных дорог. *Омский научный вестник*. 2018. № 3(30). С. 87 — 93.

66. Федосов-Ніконов Д.В. Покращення міцнісних якостей довгобазних вагонів-платформ шляхом удосконалення їх конструкцій та методів розрахунків: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Київ, 2018. 23 с.

67. Фомін О., Прокопенко , П., Климаш А., & Кузьменко , С. (2025). Дослідження міцності та динамічних характеристик універсального вантажного вагона мобільною системою. Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки, (51), 301–310. <https://doi.org/10.31498/2225-6733.51.2025.344983>

68. Фомін О.В., Бурлуцький О.В. Багатоцільова оптимізація хімічного складу сталі машинобудівних конструкцій для підвищення властивостей // Нові технології в машинобудуванні [Текст]: тези доп. Тридцять п'ятої Всеукраїн. конф. 2–5 верес. 2025 р. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т «Харків. авіац. ін-т», 2025. – С. 29-32

69. Фомін О.В., Козинка О.С. Використання армувальних наповнювачів в поліуретановій матриці для вібродемпфуючих та захисних покриттів для металевих конструкцій рухомого складу // Нові технології в машинобудуванні [Текст]: тези доп. Тридцять п'ятої Всеукраїн. конф. 2–5 верес. 2025 р. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т «Харків. авіац. ін-т», 2025. – С.

70. Фомін О.В., Козинка О.С. Використання еластомерів як антивібраційного та зхисного покриття для збільшення життєвого циклу несівних конструкцій в рухомому складі // Транспорт: наука та практика: Збірник наукових праць IV-ї міжнародної науково-практичної конференції, Київ – Одеса, 22 травня 2025 р. – м. Київ: СНУ ім. В. Даля, 2025. С. 296-299

71. Фомін О.В., Козинка О.С. Застосуванням захисних антивібраційних покриттів та матеріалів // Технологія-2025: матеріали міжн. наук.-практ. конф. 23 травня. 2025 р., м. Київ. / укладач Є. І. Зубцов – Київ : Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля, 2025. – С.101-103

72. Фомін О.В., Козинка О.С., Іванченко Д. А. Застосування еластомерних матеріалів для зниження динамічних напружень у конструкціях вантажних вагонів // Матеріали 17-ї Міжнародної науково-практичної конференції студентів і молодих вчених імені Георгія Кірпи «Сучасні транспортні технології» / за заг. ред. І. Кравця; м. Львів, 4 грудня 2025 р. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2025. – С. 151-153

73. Фомін О.В., Козинка О.С., Красулін О.С., Саченок Д.С. Аналіз перспектив застосування епоксидного захисного покриття для несівних металоконструкцій засобів залізничного транспорту. Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2(288), Червень 2021, с. 79-89, <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-288-2-79-89>

74. Фомін О.В., Прокопенко П.М., Хаїров С.В. Аналіз міцнісних параметрів перспективної конструкції вагона-зерновоза для країн ЄС // Матеріали 17-ї Міжнародної науково-практичної конференції студентів і молодих вчених імені Георгія Кірпи «Сучасні транспортні технології» / за заг. ред. І. Кравця; м. Львів, 4 грудня 2025 р. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2025. – С. 98, 99

75. Фомін О.В., Терещук М.П. Дослідження згинальних деформацій рами дрезини вантажної кранової з метою виявлення причин їх виникнення // Матеріали 17-ї Міжнародної науково-практичної конференції студентів і молодих вчених імені Георгія Кірпи «Сучасні транспортні технології» / за заг. ред. І. Кравця; м. Львів, 4 грудня 2025 р. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2025. – С. 142-144

76. Фомін О.В., Терещук М.П. Дослідження згинальних деформацій рами дрезини вантажної кранової з метою виявлення причин їх виникнення // 3-я міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології засобів транспорту», Харків, 03 – 04 грудня 2025 р.: Тези доповідей. – Харків: УкрДУЗТ, 2025. – С. 139, 140

77. Фомін , О., Терещук , М., Лісничий , В., & Черкашин , О. (2025). Conducting technical diagnostics of metal structures of special self-propelled rolling stock and the main types of detected incompatibilities. Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки, (50), 288–296. <https://doi.org/10.31498/2225-6733.50.2025.336454>
https://journals.uran.ua/vestnikpgtu_tech/article/view/336454/325172

78. Фомін О. В. Бурлуцький О.В. , Основні аспекти моделювання еволюції мікроструктури сталі 09Г2С транспортних конструкцій після

термічного навантаження, XXI науково - практична міжнародна конференція «Міжнародна транспортна інфраструктура, індустріальні центри та корпоративна логістика» (м. Харків, 5-6 червня 2025р.). - Харків: УкрДУЗТ, 2025 . С. 89-91. Режим доступу: http://mt.kart.edu.ua/images/stories/tezi_2025.pdf

79. Фомін О.В. Стан парку спеціального самохідного рухомого складу, що задіяний в ремонті інфраструктури / О.В. Фомін, М.П. Терещук // Залізничний транспорт України. – 2023. – № 4. – С. 34 – 38 DOI: : 10.34029/2311-4061-2023-149-4-34-38

80. Фомін О.В. Туровець Д.А. Використання протитюзних пристроїв з електропневматичним клапаном та систем контролю їх технічного стану на пасажирських вагонах внутрішнього сполучення // «Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка» (Технічні науки) № 1 (38) 2023 С. 104-109 DOI <https://doi.org/10.37406/2706-9052-2023-1.15>

81. Фомін О.В., Баранов І.О., Мірошникова М.В. Підвищення ефективності діагностики вузлів рухомого складу залізниць в існуючих системах / Сучасна наука: інновації та перспективи: Матеріали Міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців 6-7 квітня 2023р. м. Київ: КІЗТ ДУІТ. 2023. С. 129-132 с <https://drive.google.com/drive/folders/1jOwj7XlPc0gV4X-JiJmzY0onAH01aVxV>

82. Фомін О.В., Баранов І.О., Мірошникова М.В., Безлуцький В.О. *Оцінка технічного стану рухомого складу залізниць на основі визначення ресурсу його базових конструкцій* // Сучасні дослідження: транспортна інфраструктура та інноваційні технології: Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, викладачів та науковців 29-30 листопада 2023 р. м. Київ, вид-во: Київський інститут залізничного транспорту Державного університету інфраструктури та технологій, 2023. Ч.1. С. 219-223

83. Фомін О.В., Іщенко В.М., Обуховський В.В., Туровець Д.А. Стендові випробування гальмівних повітророзподільників залізничного рухомого складу при впливі граничних значень температур. Збірник наукових праць "Рейковий

рухомий склад". Вип. 30. Кременчук: ДП "УкрНДІВ", 2025. С. 43-55.
DOI:10.47675/2304-6309-2025-30-43-55 <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2025/07/3.pdf>

84. Фомін О.В., Козинка О.С. (2025). Класифікаційний підхід щодо вибору антивібраційних захисних покриттів для елементів вантажних вагонів. Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. Вип. 2. Харків: УкрДУЗТ, 2025. С. 126-137. DOI: 10.18664/ikszt.v30i2.335459

85. Фомін О.В., Козинка О.С. (2025). Розробка обчислювальних геометричних моделей та експериментальне підтвердження ефективності віброзахисних покриттів кузовів вантажних вагонів. Науково-практичний журнал «Залізничний транспорт України». – Київ: НДКТІ АТ «Укрзалізниця», 2025. – № 3.- С. 23-36. DOI: 10.34029/2311-4061-2025-156-3-23-36

86. Фомін О.В., Козинка О.С. Аналіз європейської системи контролю пантографів для залізничного транспорту // Збірник наукових праць за матеріалами II-ї Міжнародної науковопрактичної конференції «Транспорт: наука та практика», Київ - Одеса, 25-26 травня 2023 р.: збірник наукових праць / Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля – Київ, СНУ ім. В. Даля, 2023. С. 178-180

87. Фомін О.В., Козинка О.С. Ключові аспекти застосуванням захисних покриттів у машинобудуванні // ЗБІРНИК ТЕЗ III Всеукраїнської науково-практичної конференції «Виклики та перспективи розвитку транспортної інфраструктури України» (22 – 24 квітня, 2025). С.720-722

88. Фомін О.В., Мірошникова М.В., Баранов І.О. Методика імітаційного моделювання діагностики ходових частин рухомого складу залізниць // Транспорт: наука та практика: Збірник наукових праць IV-ї міжнародної науково-практичної конференції, Київ – Одеса, 22 травня 2025 р. – м. Київ: СНУ ім. В. Даля, 2025. С. 256-261

89. Фомін О.В., Мірошникова М.В., Безлуцький В.О., Кульбовський І.І., Луцай Ю.В., Старук О.С. Розробка нових систем оцінки технічного стану транспортних засобів на основі інтелектуальної діагностики // Науковий журнал

– Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Сєверодонецьк: СНУ ім. В.Даля, 2025. – № 10 (296). С. 94-103 DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-296-10-94-103>

<https://journals.snu.edu.ua/index.php/VisnikSNU/article/view/1214/1169>

90. Фомін О.В., Мірошникова М.В., Іванченко Д.А., Лісничий В.С., Іларіонов В.М., Черкашин О.П. Інтелектуальні системи діагностики локомотивів як інструмент зменшення аварійності на залізничному транспорті // Науковий журнал – Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Сєверодонецьк: СНУ ім. В.Даля, 2025. – № 10 (296). С. 84-93 DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-296-10-84-93>

<https://journals.snu.edu.ua/index.php/VisnikSNU/article/view/1213/1168>

91. Фомін О.В., Мірошникова М.В., Леонов С.М., Безлуцький В.О., Гунько Є.В., Родіонов І.В. Розробка інтелектуальних систем моніторингу технічного стану гальмівного та автозчепного устаткування рухомого складу залізниць // Науковий журнал – Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Сєверодонецьк: СНУ ім. В.Даля, 2025. – № 10 (296). С. 104-113 DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-296-10-104-113>

<https://journals.snu.edu.ua/index.php/VisnikSNU/article/view/1215/1170>

92. Фомін О.В., Прокопенко П.М. Комплексний аналіз міцнісних параметрів нової конструкції вагона-зерновоза для країн ЄС // Технологія-2025: матеріали міжн. наук.-практ. конф. 23 травня. 2025 р., м. Київ. / укладач Є. І. Зубцов – Київ : Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля, 2025. – С.125-127

93. Фомін О.В., Прокопенко П.М. Оцінка міцності перспективної моделі вагона-зерновоза для експлуатації в Європі // ЗБІРНИК ТЕЗ III Всеукраїнської науково-практичної конференції «Виклики та перспективи розвитку транспортної інфраструктури України» (22 – 24 квітня, 2025). С.722-724

94. Фомін О.В., Прокопенко П.М. Дослідження несівних металевих конструкцій електровозів серії ВЛ10 з метою забезпечення їх експлуатації // 3-я міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології засобів

транспорту», Харків, 03 – 04 грудня 2025 р.: Тези доповідей. – Харків: УкрДУЗТ, 2025. – С. 15-17

95. Фомін О.В., Прокопенко П.М. Визначення місця постановки порожніх легковагових вантажних вагонів у складі поїзда // Збірник наукових праць за матеріалами II-ї Міжнародної науковопрактичної конференції «Транспорт: наука та практика», Київ - Одеса, 25-26 травня 2023 р.: збірник наукових праць / Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля – Київ, СНУ ім. В. Даля, 2023. С. 180-183

96. Фомін О.В., Прокопенко П.М. Дослідження залишкового ресурсу типового напіввагона та розробка комп'ютерної моделі з імітацією зносів характерних тривалий експлуатації / Сучасна наука: інновації та перспективи: Матеріали Міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців 6-7 квітня 2023р. м. Київ: КІЗТ ДУІТ. 2023. . С. 133-136
<https://drive.google.com/drive/folders/1jOwj7XlPc0gV4X-JiJmzY0onAH01aVxV>

97. Фомін О.В., Прокопенко П.М., Скок П.О. Визначення місця постановки у складі поїзда вантажних вагонів зі зменшеною тарою шляхом оцінки показників безпеки руху // Сучасні дослідження: транспортна інфраструктура та інноваційні технології: Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, викладачів та науковців 29-30 листопада 2023 р. м. Київ, вид-во: Київський інститут залізничного транспорту Державного університету інфраструктури та технологій, 2023. Ч.1. С. 224-227

98. Фомін О.В., Терещук М.П. Стан парку спеціального самохідного рухомого складу, що задіяний в ремонті інфраструктури // Збірник тез II Всеукраїнської науково-практичної конференції «Виклики та перспективи розвитку транспортної інфраструктури України» (3 – 5 квітня), м. Київ, Київ – 2024. С. 681-683

99. Фомін О.В., Терещук М.П. Випробування несних конструкцій спеціального самохідного рухомого складу з гідравлічною краново-маніпуляторною установкою за межами нормативного строку служби // Сучасні

дослідження: транспортна інфраструктура та інноваційні технології: Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, викладачів та науковців 29-30 листопада 2023 р. м. Київ, вид-во: Київський інститут залізничного транспорту Державного університету інфраструктури та технологій, 2023. Ч.1. С. 227-232

100. Фомін О.В., Туровець Д.А. Дослідження несівних конструкцій спеціального рухомого складу ПЕ-6// ЗБІРНИК ТЕЗ III Всеукраїнської науково-практичної конференції «Виклики та перспективи розвитку транспортної інфраструктури України» (22 – 24 квітня, 2025). С. 724, 725

101. Фомін О.В., Туровець Д.А., Лісничий В.С. Використання протизюзних пристроїв на пасажирських вагонах внутрішнього сполучення / Сучасна наука: інновації та перспективи: Матеріали Міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців 6-7 квітня 2023р. м. Київ: КІЗТ ДУІТ. 2023. . С. 137-139 <https://drive.google.com/drive/folders/1jOwj7XlPc0gV4X-JiJmzY0onAH01aVxV>

102. Фомін О.В., Туровець Д.А., Лісничий В.С. Випробування несівних конструкції дрезини ДГКУ з наявністю залишкових деформацій повздожних балок// Збірник тез II Всеукраїнської науково-практичної конференції «Виклики та перспективи розвитку транспортної інфраструктури України» (3 – 5 квітня), м. Київ, Київ – 2024. С. 683,684

103. Фомін, О. В., & Козинка, О. С. . (2025). Математичне формулювання цільової функції підвищення ефективності захисту несучих елементів вантажних вагонів антивібраційними покриттями. Наука та прогрес транспорту, (3(111)), 174–189. <https://doi.org/10.15802/stp2025/342002>

104. Фомін, О.В. Аналіз відмов вузлів рухомого складу залізниць в існуючих системах оцінки їх технічного стану та ремонту / О.В. Фомін, І.О. Баранов, М.В. Мірошникова // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського:Серія: Технічні науки. – Київ: ТНУ імені

В.І. Вернадського, 2023– Том 34(73) № 2 2023, – С. 230-237 DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.2.2/38>

105. Фомін, О.В. Дослідження несної здатності переобладнаного рефрижераторного вагона для перевезення сипучих вантажів/ О.В. Фомін, П.М. Прокопенко, С.В. Кара, О.О. Гриндей // Науково-практичний журнал «Залізничний транспорт України». – Київ: НДКТІ АТ «Укрзалізниця», 2025. – № 4(129).- С. 21-26. DOI: 10.34029/2311-4061-2025-154-1-21-26

106. Фомін, О.В. Забезпечення безпечної експлуатації рухомого складу залізниць на основі оцінки ресурсу його базових частин / О.В. Фомін, І.О. Баранов, М.В. Мірошникова // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського:Серія: Технічні науки. – Київ: ТНУ імені В.І. Вернадського, 2023 – Том 34 (73) № 5, 2023. – С. 378-385 DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.5/58>

107. Фомін, О.В. Підвищення ефективності міжнародних вантажних автомобільних перевезень / Фомін О.В., Шабан В.Є., Мірошникова М.В., Баранов І.О. // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського:Серія: Технічні науки. – Київ: ТНУ імені В.І. Вернадського, 2024– Том 35 (74) № 5 2024 Частина 2, – С. 126-132 DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.5.2/20>

108. Фомін, О.В. Розробка діагностичного забезпечення безконтактного теплового контролю гальм рухомого складу залізниць / Фомін О.В., Мірошникова М.В., Баранов І.О. // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського:Серія: Технічні науки. – Київ: ТНУ імені В.І. Вернадського, 2024– Том 35 (74) № 5 2024 Частина 2, – С. 119-125 DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.5.2/19>

109. Фомін, О.В. Система дослідження базових критеріїв взаємодії пантографа з контактною мережею / О.В. Фомін, П.М. Прокопенко, Родіонов І.В. // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ, 2024. – 4/2024 (147) – С. 156-161. DOI <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2024.4.20>