

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Горобець Євген Володимирович

УДК 629.42.02-046.32: 51-74(043.5)

## ДИСЕРТАЦІЯ


РОЗВИТОК МЕТОДІВ ОЦІНКИ МІЦНОСТІ ТА ВИТРИВАЛОСТІ НЕСУЧИХ  
КОНСТРУКЦІЙ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Спеціальність: 05.22.07 - рухомий склад залізниць та тяга поїздів.

Галузь знань 273 – залізничний транспорт.

Подається на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень.  
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів  
мають посилання на відповідне джерело

 Є.В. Горобець

Науковий керівник  
кандидат технічних наук, доцент,  
доктор історичних наук,  
Довганюк С.С.

Дніпро - 2021 р.

## АНОТАЦІЯ

*Горобець Є.В.* Розвиток методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій рухомого складу залізниць. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів» (галузь знань 273 Залізничний транспорт). – Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Дніпро, 2021.

Дисертаційна робота присвячена актуальному завданню розвитку методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій рухомого складу з урахуванням особливостей та умов експлуатації залізничного рухомого складу України.

Експлуатаційний парк рухомого складу (РС) України характеризується тривалим часом експлуатації вже після закінчення призначеного строку служби. Заміна парку рухомого складу новими серіями та типами, особливо стосовно об'єктів промислового транспорту, також потребує тривалого часу та великих капітальних вкладень. Тому, особливо в умовах роздержавлення, виникає необхідність в розвитку методів забезпечення можливості подальшої безпечної експлуатації РС для забезпечення потреб транспорту України в пасажирських та вантажних перевезеннях з урахуванням особливостей його конструкції, умов експлуатації та ремонту при неухильному забезпеченні вимог безпеки руху поїздів.

Фактичний, тобто фізичний ресурс основних несучих конструкцій, як правило, допускає можливість продовження їх призначеного терміну служби. Основною частиною проблеми є коректне вирішення завдань продовження строку служби рам візків, як елементів конструкції рухомого складу, стан яких найбільш впливає на безпеку руху. Враховуючи іноді недостатній рівень обслу-

говування, діагностики та ремонтів силами промислових підприємств та відокремленими перевізниками, обсяг вказаних робіт має бути доповнений роботами з оцінки важливих параметрів несучих конструкцій рухомого складу, систематичний моніторинг яких має забезпечити їх справний стан в період подовження терміну експлуатації.

Розвиток та удосконалення методів оцінки міцності та витривалості в період наднормативної експлуатації несучих конструкцій (НК) рухомого складу надає можливість отримати економію коштів (шляхом забезпечення потрібного обсягу перевезень без руйнування існуючого РС, яка може бути спрямована на згладжування фінансового навантаження на підприємства під час оновлення рухомого складу при гострій необхідності.

З урахуванням невинного падіння якості показників експлуатації та ремонту магістрального транспорту, суттєвого зменшення кількості кваліфікованих спеціалістів-залізничників, в тому числі, як за рахунок відтоку фахівців за кордон, так і за рахунок незадовільного поповнення їх кількості профільними вищими навчальними закладами, система методів оцінки міцності та ресурсу НК РС повинна бути удосконалена наступним чином:

- робити всі робочі операції з подовження терміну експлуатації та контролю важливих параметрів РС одночасно, в єдиному технологічному циклі виконання обстеження технічного стану НК з видачею кінцевих висновків та рекомендацій щодо його подальшої експлуатації;
- визначити, а потім контролювати та оцінювати ті параметри екіпажної частини РС (важливі або критичні параметри), які можуть привести до серйозних інцидентів та аварій;
- з урахуванням відсутності резерву одиниць ТРС та РС промислового транспорту перевагу слід віддавати методам дослідження, які не супроводжуються незворотнім руйнуванням їх конструкції;
- методики обстеження та оцінки важливих параметрів несучих конструкцій РС мають бути науково обґрунтовані, інтуїтивно зрозумілі для виконавців та представників Власника РС.

До переліку важливих або критичних параметрів, досяжних на підставі попередньо проведених випробувань або оперативного їх контролю в процесі проведення обстеження технічного стану тягового рухомого складу та які можуть приводити до інцидентів та аварій, можна віднести;

- геометричні характеристики (вигини, прогини, непаралельність) основних несучих конструкцій РС;
- ступінь та тенденції корозійного ураження (рівномірного або місцевого) НК РС;
- характеристики експлуатаційної якості широкого класу запасних частин, які контролюються до акту поставки продукції з метою вибору їх виробника;
- механічні характеристики НК РС (наприклад, твердість).

Враховуючи вище зазначене, завдання розвитку методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій рухомого складу залізниць може бути сформульоване як їх уточнення з урахуванням сьогоденного стану залізничної галузі, та доповнення регламентів продовження термінів служби РС

В роботі запропоновано застосування удосконалених методів та методик оцінки важливих параметрів, а саме: метод «статистичного програвання» в оцінці ресурсу несучої конструкції, який дозволяє роботи його обґрунтовані оцінки із застосуванням мінімально необхідного обсягу початкових даних; спрощений розрахунок міцності несучої конструкції з імовірною недосконалістю, який на відміну від існуючих підходів потребує даних щодо конфігурації конструкції, характеру навантажень та його механічних та металографічних характеристик; методологію статистичного оцінювання міри рівномірної корозії конструкцій ТРС промислового транспорту, орієнтовану на використання обладнання доступного в умовах експлуатаційних та ремонтних підрозділів та підприємств; рейтингового оцінювання експлуатаційної якості елементів та змінних частин РС, який дозволяє отримувати такі оцінки для їх різних класів та властивостей; моделі оцінки термінів експлуатації РС, базовані на порівнянні мір наробітків НК із широким застосуванням розрахункових та довідкових даних.

В роботі розглядаються наступні об'єкти досліджень: рама кузова маневрового тепловоза ТЕМ2; вузол демпфера коливань виляння рами візка електропоїзда подвійного живлення «Hjundai Rotem»; накладки струмоприймачів магістральних електровозів змінного струму різних виробників; несучий кузов вантажного вагона, переобладнаний з рефрижераторного вагона для перевезення штучних і пакованих вантажів.

Дисертаційна робота складається із уступу та п'яти розділів.

У вступі наведена загальна характеристика роботи та обґрунтування актуальності теми дисертації, сформульована мета та задачі досліджень; надана наукова новизна та практичне значення отриманих результатів, інформація про апробацію роботи.

В першому розділі виконано огляд літератури, зроблена постановка завдання удосконалення методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій в умовах існуючого стану експлуатації, ремонту та наукового супроводження РС магістрального та промислового транспорту, дається огляд технічних характеристик об'єктів дослідження та економічне обґрунтування доцільності експлуатації рухомого складу за межами призначеного терміну служби.

В другому розділі наводяться математичні моделі та методи, які вирішують поставлені в дисертації завдання оцінки міцності та ресурсу РС.

Третій розділ присвячено оцінці важливих для забезпечення безпечної експлуатації параметрів РС, а саме оцінка геометричних характеристик рами кузова тепловоза, ієрархічне рейтингове порівняння вставок пантографів електровозів змінного струму, оцінка застосовності гіпотези про нормальний закон розподілу до натурних показників динамічної навантаженості елементів спеціалізованих вагонів, необхідна для коректного використання методів оцінки ресурсу НК РС.

В четвертому розділі наведено дослідження навантаженості НК РС в умовах експлуатації для обраних об'єктів досліджень, необхідне для подальшого розрахунку їх міцності та ресурсу.

П'ятий розділ присвячено, власне, реалізації поставленої в дисертаційній роботі мети – оцінці міцності та витривалості рухомого складу з використанням розвинутих в дисертаційній роботі методів та підходів.

**Ключові слова:** рухомий склад, ресурс, важливі параметри; витривалість, міцність, конструкція з тріщиною, порівняння мір наробітку, рівномірна корозія.

## SUMMARY

*Horobets Y. V.* Development of methods for estimation of the strength and durability of load-bearing structures of railway rolling stock. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Thesis for a Candidate Degree in Technical Sciences, speciality 05.22.07 "Railway rolling stock and hauling operations" (branch of knowledge 273 Railway transport). – Dnipro National University of Railway Transport named after academician V. Lazaryan, Dnipro, 2021.

The thesis paper is devoted to the relevant task of development of methods for estimation of the strength and durability of load-bearing structures of railway rolling stock taking into account the peculiarities and conditions of railway rolling stock operation in Ukraine.

The system of methods for estimation of the strength and durability of load-bearing structures should be improved as follows: to carry out operations for extending the service life and the control of important parameters of rolling stock simultaneously, in a single technological cycle of inspection of technical condition of load-bearing structures followed by reports and recommendations on their further operation; to identify and then monitor and evaluate the parameters of the rolling stock underframe (important or critical parameters) that may lead to serious accidents and emergencies; in light of the lack of reserved units of industrial transport rolling stock, precedence should be given to research methods not accompanied by the irreversible destruction of their structure.

The actual, i. e. physical resource of the main load-bearing structures allows, as a rule, to extend their intended service life. The key part of the problem is finding the correct solution of the problem of extending the service life of bogie frames as elements of the rolling stock, the condition of which has the greatest impact on traffic safety. Given the sometimes insufficient level of maintenance, diagnostics and repairs by industrial enterprises and separate carriers, the scope of the said works should be supplemented by estimation of important parameters of rolling stock load-bearing structures, systematic monitoring of which should ensure their proper condition during the extended service life.

The paper suggests improved methods and techniques for estimating the important parameters, namely: "statistical playback" method in estimating the life of a load-bearing structure, which renders it possible to carry out reasonable estimations using the minimum required amount of initial data; simplified calculation of the strength of a cracked load-bearing structure, which, in contrast to existing approaches, requires data on the configuration of the structure, the nature of loads and its mechanical and metallographic characteristics; methods for statistical estimation of the degree of uniform corrosion of industrial transport rolling stock structures focused on the use of equipment available in the conditions of maintenance and repair departments and enterprises; ranking of the operational quality of elements and change parts of rolling stock, which allows to rate their different classes and properties; models for estimating rolling stock service life based on the comparison of the operating life of load-bearing structures with the wide use of calculated and reference data.

The thesis paper consists of an introduction and five sections.

The introduction provides general description of the paper and justification of the paper topic relevance, as well as the purpose and objectives of the paper; it also gives scientific novelty and practical significance of the obtained results, and information on paper evaluation.

The first section of the thesis paper reviews the literature, sets the task of improving methods for estimation of the strength and durability of load-bearing structures in the current state of operation, repair and scientific support of rolling stock of

long-distance and industrial transport, provides an overview of technical characteristics of the objects under investigation, and economic justification for the operation of rolling stock beyond its designated service life.

The second section presents mathematical models and methods that solve the problem set in the thesis paper to estimate the strength and life of rolling stock.

The third section is devoted to the estimation of rolling stock parameters important for its safe operation, namely: the estimation of geometric characteristics of the locomotive body frame, hierarchical rating comparison of pantograph inserts of AC locomotives, estimation of the applicability of the hypothesis of the normal law of distribution of physical measures of dynamic load in the elements of special-purpose cars required for the correct application of use of methods for estimating the life of rolling stock load-bearing structures.

The fourth section presents a study of the load of rolling stock load-bearing structures in operating conditions for selected research objects, which is necessary for further calculation of their strength and life. The section presents the results of the estimation of the operational load of hunting damper of dual-voltage electric train HRCS2 and the body of a thermos car upgraded for the transportation of piece and packaged goods.

The fifth section is devoted to the realization of the goal set in the thesis paper – to estimate the strength and durability of rolling stock using the methods and approaches developed in the thesis paper. In this section the author presents his results of the calculation of the operating mode of the motor shaft of the AC electric locomotive BJI80, estimation of the life of the hydraulic hunting damper unit of dual-voltage electric train HRCS2, examples of estimation of the bogie frame life of the shunting locomotive TEM2 and the body frame life of the thermos car upgraded for the transportation of piece and packaged goods.

**Key words:** rolling stock, operational life, important parameters; endurance, durability, construction with fault, comparison of operating lives, uniform corrosion.



## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

**Основні праці:**

1. Горобец Е.В. Исследование прочности валов с несовершенствами материала / Горобец В.Л., Мямлин С.В., Горобец Е.В. // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля № 1 (225), 2016.
2. Comparative Tests of Contact Elements at Current Collectors in Order to Comprehensively Assess their Operational Performance / M. Babyak, V. Horobets, V. Sychenko, Y. Horobets // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – Vol 6, No 12 (96). – P. 13–21. – DOI: 10.15587/1729-4061.2018.151751.
3. Horobets E., Sablin O., Fedorov E., Bolotov O., Horobets V., Jangulova O. Methods and Results of Evaluating the Dual-Power Electric Train Crew Elements Service Life. Problems of the railway transport mechanics (PRTM 2020) : 15th Intern. Sci. and Techn. Conf. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. (27–29 May 2020, Dnipro, Ukraine). Dnipro, 2020. Vol. 985. DOI: 10.1088/1757-899X/985/1/012028.
4. Горобець Є.В. Аналіз динаміки зносу несучих конструкцій маневрових тепловозів промислового залізничного транспорту під впливом корозії матеріалу // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна – 2020. – №6 (90). – С. 57-66.
5. Horobets, Y. “Estimation of the Error of the Simplified Algorithm of Processing of Functions of Deflations of Deformed Frames of Bodies of Rolling Stock”. Technology Audit and Production Reserves, June 2021, DOI:10.15587/2706-5448.2021.237296

**Додаткові праці:**

6. Горобец Е.В. Перспективы развития методов оценки срока службы подвижного состава железных дорог [текст] / В. Л. Горобец, С.В Мямлин, О.Л.Янгулова, Е.В. Горобец // Вісник сертифікації залізничного транспорту №5, 2015.

7. О рациональной организации системы ремонта подвижного состава: [препринт] / С. В. Мямлин, В. Л. Горобец, О. Л. Янгулова, Н. А. Бабяк [ и др.] // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2016. – № 10. – С. 58–60.

***Праці апробаційного характеру:***

8. Горобец Е. В. Исследование равномерной коррозии материала несущих конструкций локомотивов промышленного транспорта с целью оценки объема их диагностики // тези доповідей науково-практичної конференції «Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах» - м. Одеса, 2016.
9. Горобец Е. В. Метод «статистического проигрывания» при анализе срока службы подвижного состава /С. В. Мямлин, Е. В. Горобец// XIV Міжнародна конференція «Проблеми механіки залізничного транспорту Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження»: тези доповідей. – Дніпропетровськ, 2016.
10. Горобець Є. В. Застосування методу перетинів до оцінки міцності конструкції з тріщиною // Тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції «Технології та інфраструктура транспорту» - Харків, 2018
11. Horobets E., Sablin O., Fedorov E., Bolotov O., Horobets V., Jangulova O. Methods and Results of Evaluating the Dual-Power Electric Train Crew Elements Service Life. Тези доповідей XV Міжнародної конференції «Проблеми механіки залізничного транспорту – Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження», Дніпро, 2020. – С.130.

## ЗМІСТ

	стор.
ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ . . . . .	14
ВСТУП . . . . .	15
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ, ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ, ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ. . . . .	25
1.1 Аналіз чинної нормативної бази та наукових публікацій за те- мою досліджень . . . . .	26
1.2 Огляд наукових праць, що використовують теоретико- експериментальні методи дослідження динаміки та міцності рухомого складу і машинобудівних металоконструкцій. . . . .	28
1.3 Аналіз публікацій із застосуванням методів оцінки довговічно- сті та витривалості несучих металоконструкцій. . . . .	32
1.4 Постановка завдання розвитку методів оцінки міцності та ресу- рсу несучих конструкцій рухомого складу. . . . .	36
1.5 Характеристики об'єктів досліджень. . . . .	38
1.5.1 Основні несучі конструкції маневрового тепловоза ТЕМ2. . . . .	38
1.5.2 Елемент екіпажної частини міжрегіонального електропоїзда подвійного живлення «Hyundai-Rotem». . . . .	40
1.5.3 Вставки струмоприймачів магістральних електровозів змінного струму . . . . .	42
1.5.4 Несучі конструкції кузова критого чотиривісного вагона, пере- устаткованого з вантажного рефрижераторного вагона . . . . .	45
1.5.5 Вали тягових електродвигунів. . . . .	48
1.6 Економічне обґрунтування доцільності експлуатації рухомого складу за межами призначеного терміну служби. . . . .	52
Висновки по розділу 1 . . . . .	53
РОЗДІЛ 2. ПРИНЦИПИ ОЦІНКИ МІЦНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ РУХОМОГО СКЛАДУ. . . . .	55

2.1	Метод «статистичного програвання» в оцінці ресурсу несучої конструкції. . . . .	55
2.2	Спрощений розрахунок міцності несучої конструкції з ймовірною недосконалістю . . . . .	67
2.2.1	Фізико-математичний апарат спрощеного розрахунку міцності конструкції з з ймовірною недосконалістю . . . . .	67
2.2.2	Вибір розрахункових математичних моделей для оцінки напружень при вістрі недосконалості . . . . .	71
2.3	Особливості статистичного оцінювання міри рівномірної корозії конструкцій ТРС промислового транспорту. . . . .	62
2.4	Методика рейтингового оцінювання експлуатаційної якості елементів ТРС. . . . .	78
2.5	Методологія розрахунку ресурсу кузова вагона-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів. . . . .	69
2.6	Спосіб оцінки геометричних характеристик головної рами тепловоза. . . . .	86
Висновки по розділу 2 . . . . .		97
РОЗДІЛ 3. ОЦІНКИ ВАЖЛИВИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ТА ВУЗЛІВ РУХОМОГО СКЛАДУ. . . . .		99
3.1	Оцінка геометричних характеристик рами кузова тепловоза ТЕМ2. . . . .	99
3.2.	Ієрархічне рейтингове оцінювання вставок пантографів електровозів змінного струму. . . . .	102
3.3.	Оцінка застосовності гіпотези про нормальний закон розподілі до натурних показників динамічної навантаженості елементів спеціалізованих вагонів. . . . .	106
Висновки по розділу 3 . . . . .		108

РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ РУХОМОГО СКЛАДУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ. . . . .	109
4.1. Характеристики навантаженості вузла демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення. . . . .	109
4.2. Оцінка впливу вертикальної динаміки руху електропоїзда подвійного живлення на поздовжні навантаження демпфера коливань виляння його візків. . . . .	112
4.3. Оцінка динамічної навантаженості кузова вагона-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів. . . . .	114
4.4. Оцінка рівню та характеру рівномірної корозії несучих елементів локомотивів промислового транспорту. . . . .	119
Висновки по розділу 4 . . . . .	125
РОЗДІЛ 5 УДОСКОНАЛЕННЯ ОЦІНОК РЕСУРСУ ТА УМОВ ПОДАЛЬШОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ РУХОМОГО СКЛАДУ . . . . .	126
5.1. Розрахунок припустимого навантаження валу двигуна магістрального електровоза ВЛ80. . . . .	127
5.2. Методи прямого порівняння наробітків та «статистичного програвання» при оцінці ресурсу вузла гідравлічного демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення. . . . .	135
5.3. Розрахунок ресурсу рами візка тепловоза ТЕМ2 за даними його прийомних випробувань . . . . .	140
5.4. Розрахунок ресурсу рами кузова вагона-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів. . . . .	141
Висновки по розділу 5 . . . . .	144
ВИСНОВКИ. . . . .	146
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ . . . . .	149
ДОДАТОК . . . . .	166

## ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

ЕД -	електродвигун;
ЕП -	електропоїзд;
КТЖ -	Казакстан Темір Жолы;
МВРС -	моторвагонний рухомий склад;
МТ -	магістральний транспорт;
МСЕ -	метод скінченних елементів;
НДС -	напружено – деформований стан;
НДР -	науково-дослідна робота;
НК -	несуча конструкція;
НК ТРС -	несучі конструкції тягового рухомого складу;
ПТ -	промисловий транспорт;
ТРС -	тяговий рухомий склад;
РС -	рухомий склад;
СЕ -	скінченний елемент;

## ВСТУП

На залізничних коліях України експлуатується значна кількість рухомого складу (РС), значна частина якого вичерпала призначений строк служби [49]. Згідно вимогам керівної документації [49, 90, 93] вказаний рухомий склад має бути виключеним з експлуатації, незалежно від його технічного стану.

За особливостями, специфікою та галуззю використання рейковий рухомий склад можна розділити на дві приблизно рівнозначні частини: магістральний рухомий склад та рухомий склад промислового транспорту (ПТ) з маневровим. Ця різниця до певної міри умовна, оскільки для проектування РС магістрального та промислового транспорту застосовуються однакові принципи. Різниця полягає в швидкісному режимі руху та, як наслідок, тягових характеристиках ТРС [24]. Однак, на відміну від думки авторів цієї роботи щодо пріоритетного напрямку оновлення парку за рахунок побудови чи закупівлі нових електровозів, приватні перевізники віддають перевагу тепловозній тязі, що поступово робить модель парку ТРС все більш схожою на парк вантажного ТРС США ([71] та рисунок В.1).

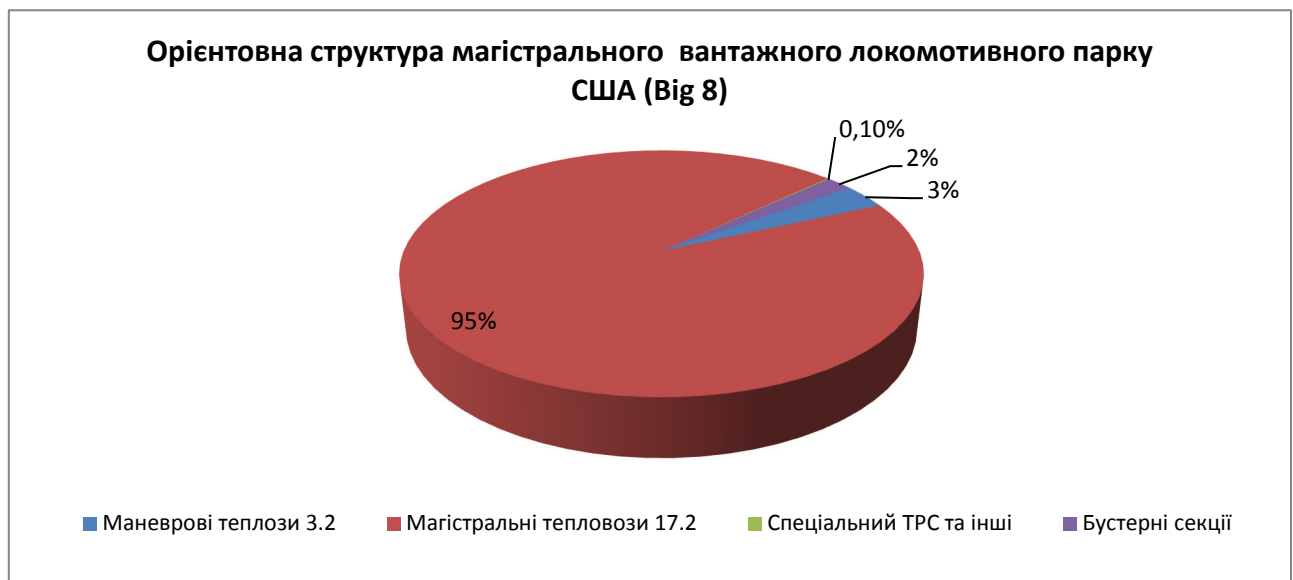


Рисунок В.1. Структура в процентному співвідношенні парку вантажного магістрального ТРС США.

При цьому, конструкція, експлуатація та ремонт магістрального (МТ) та промислового (ПТ) транспорту України суттєво відрізняється завдяки ряду особливостей, наведених нижче:

- наявність централізації управління магістрального РС (але, як наслідок, великого апарату управління) при її практичній відсутності за межами підприємства чи об'єднання для ПТ;
- скорочені або неповні регламенти проведення ТО, ТР та КР на ПТ;
- неконтрольований обіг фінансів на МТ, що створює передумови для нецільового використання ресурсів, на відміну від найчастіше приватного ПТ;
- можливість кредитного фінансування енергоносіїв, але при цьому, економічно необґрунтовані тарифи оплати перевезень на магістральному транспорті (особливо стосовно підприємств енергетичної галузі) та відсутність такої можливості для промислового транспорту;
- наявність резерву парку ТРС, створеного на початку діяльності залізниць України (який, починаючи з 2000-х років, поступово зникає) та, як правило, відсутність таких резервів в області ПТ.

Різні цілі та умови існування обумовлюють різні структури парків РС магістрального [129] та промислового РС, показані на рисунку В.2, стосовно складу парків тягового рухомого складу (ТРС) України.

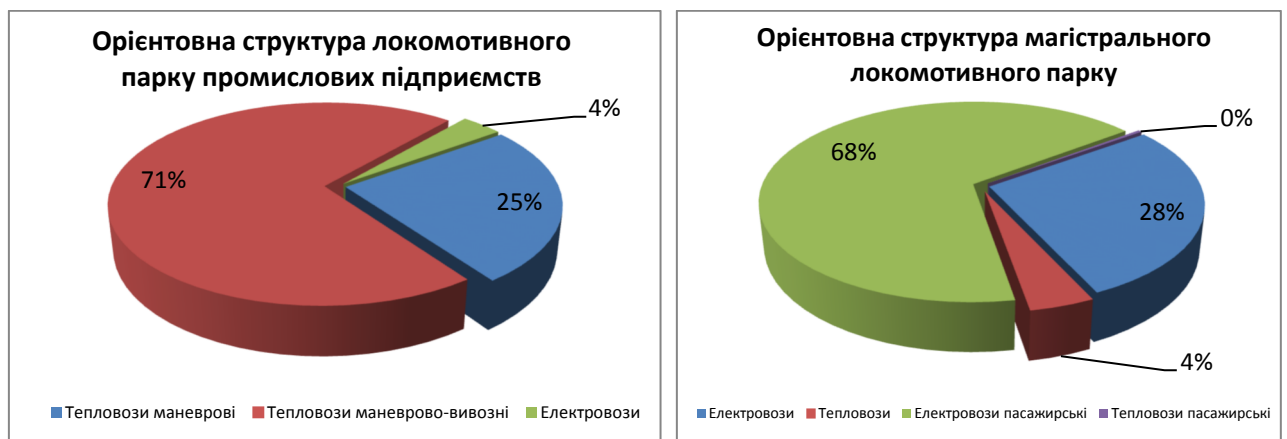


Рисунок В.2. Структура в процентному співвідношенні парків ТРС магістрального та промислового РС.



Таким чином, галузь промислового транспорту, на поточний момент можна визнати як більш перспективну, маневрену та економічно вмотивовану модель залізничного транспорту в умовах України, ніж модель магістрального транспорту, яка дісталась Україні практично без змін у спадок від періоду Радянського Союзу.

Але така модель, що досить стихійно склалася під дією економічних, фінансових та, навіть, політичних чинників не можна вважати ідеальною. Не вдаючись в подробиці, зупинимось на підтримці працездатності парку РС в області робіт з продовження його встановленого терміну служби, що найбільшій мірі пов'язаний з забезпеченням безпеки руху на залізничному транспорті.

Процедури продовження призначеного терміну служби РС стали достатньо рутинним та «всім відомим» явищем, оскільки епоха фундаментальних робіт з подовження терміну служби, минула. Тому мало хто замислюється, що підґрунтям забезпечення якості цих робіт є цілі комплекси досліджень та випробувань, базовані на багатьох галузях наукових знань. При цьому, спостерігаючи поступову профанацію та комерціалізацію досліджень ресурсу РС, профільним науково-дослідним структурам доцільно зосередитися на наступному:

- З метою неухильного дотримання вимог безпеки руху, регламентованого нормативною документацією [49, 95, 97] роботи (однократні або періодичні), результатом яких є подовження попередньо призначеного строку служби РС, обов'язково повинні супроводжуватися інспектуванням визначеного заздалегідь переліку їх *важливих характеристик (параметрів)* в обсязі, який має забезпечити безпечну експлуатацію одиниці РС на цей період.
- Всі роботи з продовження призначеного строку служби мають проводитися очно, виключно на об'єктах обстеження кваліфікованими спеціалістами, які несуть персональну відповідальність за достовірність, неупередженість та повноту проведення обстеження та достовірність отриманих результатів.

У зв'язку з вище вказаним актуальною є не тільки надважлива задача визначення залишкового ресурсу несучих конструкцій (НК) РС, що безпосередньо впливають на безпеку руху поїздів, але й комплекс супутніх питань, пов'язаних

з оцінкою номенклатури та величин *важливих параметрів* РС магістрального та промислового транспорту, розвиток методів їх визначення, обсягів, періодів та методів контролю.

З урахуванням відсутності резерву одиниць РС ПТ, придатних для проведення досліджень з руйнуванням їх елементів, перевагу слід віддавати таким методам та засобам продовження строку служби РС, які не супроводжуються незворотнім руйнуванням його конструкції. З урахуванням можливості виникнення руйнувань, неприпустимих деформацій або корозійного ушкодження НК РС в період продовження призначеного строку служби [49], важливим та актуальним є питання оцінки впливу таких параметрів на їх залишковий ресурс.

РС, який тривалий час знаходиться в експлуатації піддається комплексному впливу навантажень та умов експлуатації, дії навколишнього середовища, має відхилення параметрів, що впливають на його залишковий ресурс та безпеку експлуатації. Тому при вирішенні задачі наднормативної експлуатації РС, обов'язково слід додатково розглядати низку питань, серед яких є обсяги та номенклатура діагностування технічного стану НК РС неруйнівного контролю його основних елементів і вузлів, що повинно забезпечити постійний індивідуальний періодичний контроль стану РС та стану його основних несучих конструкцій. Ці ж питання, що стосуються вагонних парків, будуть розглянуті в роботі в тій мірі, в якій вони є корисними для відпрацювання загальних підходів до забезпечення безпечної експлуатації РС.

**Актуальність дисертаційної роботи.** Експлуатаційний парк рухомого складу України характеризується тривалим часом експлуатації вже після закінчення призначеного строку служби [49]. Заміна парку РС новими серіями та типами потребує, особливо стосовно об'єктів промислового транспорту, тривалого часу та великих капітальних вкладень. Тому, особливо в умовах роздержавлення, виникає необхідність в розвитку методів визначення можливості подальшої безпечної експлуатації РС для забезпечення потреб транспорту України в пасажирських та вантажних перевезеннях з урахуванням особливостей його

конструкції, умов експлуатації та ремонту при неухильному забезпеченні вимог безпеки руху поїздів.

Фактичний, тобто фізичний ресурс основних НК, як правило, допускає можливість продовження їх призначеного терміну служби. Основною частиною проблеми є коректне вирішення завдання продовження строку служби рам візків, як елементів конструкції РС, стан яких найбільш впливає на безпеку руху. Враховуючи іноді недостатній рівень обслуговування, діагностики та ремонтів силами промислових підприємств та відокремленими перевізниками, обсяг вказаних робіт має бути доповнений роботами з оцінки важливих параметрів НК РС, систематичний моніторинг яких має забезпечити їх справний стан в період подовження терміну експлуатації.

Розвиток та удосконалення методів оцінки міцності та витривалості в період наднормативної експлуатації НК РС надає можливість отримати економію коштів (шляхом забезпечення потрібного обсягу перевезень без руйнування існуючого РС), яка може бути спрямована на згладжування фінансового навантаження на підприємства під час оновлення РС та ТРС.

Вказане вище визначає актуальність дисертаційної роботи, спрямованої на вдосконалення методів оцінки тривалої міцності та витривалості НК РС.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота є складовою частиною робіт з оцінці залишкового ресурсу несучих конструкцій РС, які виконувалися Дніпровським національним університетом залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна і ТОВ «НВП «Укртранскад» на замовлення закордонних фірм, АТ «Укрзалізниця» (УЗ) та промислових підприємств. Роботи проводилися згідно договорів та контрактів, що передбачали вказані види робіт.

Результати роботи використано при проведенні наступних НДР: «Проведення досліджень показників якості модернізованого вузла підвищеної надійності шкворневої балки вагону міжрегіонального поїзда подвійного живлення для пасажирських перевезень» в рамках договору ДНУЗТ № ДР 0117U006915; «Проведення комплексних порівняльних випробувань вставок пантографів на

мережі змінного струму». за договором між ДНУЗТ та АТ «УЗ» № 86/2012-ЦТех-218/2012 – ЦЮ від 21.09.2012 р.; «Разработка проекта Технических условий «Капитальный ремонт с продлением срока службы четырехосного вагона, переоборудованного из грузового рефрижераторного», виконаного ТОВ «НВП «Укртранскад» на замовлення Казахської залізниці (Казакстан Темір Жолы, КТЖ).

**Мета та задачі дослідження.** Метою даної роботи є збільшення призначеного терміну служби основних несучих конструкцій рухомого складу залізниць шляхом спрямованого на це удосконалення методів оцінки їх міцності та витривалості із застосуванням результатів проведених теоретичних та експериментальних досліджень.

Для досягнення вказаної вище мети в роботі необхідно вирішити такі *задачі*:

1. Провести аналіз наукових праць, присвячених проблемі оцінки показників міцності та ресурсу РС, інших наукових публікацій за темою дисертації та аналіз існуючої нормативної бази.
2. Розробити методологію розрахунку на міцність та визначення припустимих навантажень силових елементів РС з можливою наявністю недосконалостей кристалічної структури металу, здатних ініціювати початок втомного руйнування.
3. Розвинути методику оцінки ресурсу несучих конструкцій рухомого складу шляхом порівняння мір їх напрацювання з метою спрощення використання експериментальних, розрахункових або довідкових даних.
4. Удосконалити методику розрахунку ресурсу відповідальних елементів екіпажної частини РС, орієнтовану на максимальне використання даних теоретичних розрахунків та довідкових даних з чинної нормативної бази.
5. Удосконалити спосіб ієрархічного порівняння якості елементів та вузлів РС, задля спрощення процесу порівняння кількісних та якісних показників.
6. Дослідити розвиток рівномірної корозії певних серій ТРС промислового транспорту в умовах тривалої експлуатації.

7. Удосконалити спосіб експериментальної оцінки геометричних характеристик основних НК РС.

*Об'єктом дослідження* є процес експлуатації основних несучих конструкцій рухомого складу, що тривалий час знаходився під дією динамічних навантажень та навколишнього активного середовища.

*Предметом дослідження* є методи оцінки міцності та ресурсу несучих конструкцій рухомого складу.

В роботі було використано такі *методи*:

- метод експериментальної оцінки динамічного навантаження несучих конструкцій одиниць рухомого складу (тепловози, електропоїзди, вагони) для виявлення експлуатаційної навантаженості їх елементів;
- методи теорії ймовірності та математичної статистики при визначенні характеристик корозійного враження несучих конструкцій РС;
- методи механіки руйнування для оцінки залишкового ресурсу несучих конструкцій рухомого складу з тріщинами, або несучільностями;
- методи вищої математики для удосконалення моделі опору втомі, яка використовується для оцінки ресурсу несучих конструкцій рухомого складу.

**Наукова новизна роботи** полягає у наступному:

**Вперше:**

1. Обґрунтовано застосування моделі витривалості із використанням ступеневої кривої, обмеженої знизу змінною в часі границею для оцінки ресурсу елементів НК РС, яка на відміну від існуючих підходів поєднує переваги використання ступеневої кривої витривалості та принципу зниження границі витривалості, що дозволяє більш точно оцінювати ресурс НК.

**Удосконалено:**

1. Систему математичних співвідношень для оцінки міцності та ресурсу несучих елементів РС шляхом співставлення міри їх динамічної навантаженості з мірою напруження до переходу НК в граничний стан, що на відміну від загальноприйнятих методів дозволяє комбінувати досяжні

експериментальні, розрахункові або довідкові нормативні дані щодо навантаженості НК РС.

2. Методику вимірювань та математичні співвідношення для оцінки геометрії рам кузовів та рам візків тепловозів промислового транспорту, що відрізняється спрямуванням на зменшення похибок вимірювань при використанні портативних засобів вимірювання.
3. Спосіб розрахунку припустимих навантажень НК з тріщиною на основі механічних характеристик та мікроструктури матеріалу НК, конфігурації та характеру навантаження деталі, яка, на відміну від звичайних методів розрахунку потребує мінімального обсягу інформації щодо статистичних характеристик навантажень НК.

**Отримали подальший розвиток:**

1. Методика оцінювання рівнів та тенденцій рівномірної корозії несучих конструкцій тепловозів ПТ, яке дозволило зробити пропозиції щодо оптимізації обсягів контролю корозійного зносу НК.
2. Спосіб ієрархічного порівняння якості елементів та вузлів РС, який є поєднанням експертних технологій прийняття рішень з нормалізацією даних задля спрощення процесу порівняння кількісних та якісних показників.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає в оцінці строків безпечної експлуатації НК нового та модернізованого РС: вузла демпфера коливань виляння візка міжрегіонального електропоїзда подвійного живлення «Hyundai-Rotem», подовження терміну служби тепловозів ТЕМ2, науковому супроводженні термічної правки рами кузова тепловоза ТЕМ2 зав. №2820 на замовлення ТОВ ЗТРЗ, що дозволило забезпечити потрібний термін корисного використання об'єктів досліджень.

Результати проведеної роботи дозволили виконати продовження терміну служби чотиривісного критого вагона, переробленого з вантажного рефрижераторного на вагон для перевезення штучних і пакованих вантажів, розробити Технічні рішення щодо подовження призначеного строку служби ТЕМ2 (при ная-

вності проблем зі станом їх екіпажної частини), на підставі яких прийнято рішення щодо їх подальшої експлуатації.

На основі положень, викладених в дисертаційній роботі, обґрунтовано вибір виробника накладок струмоприймачів змінного струму, що уявляють собою важливі змінні елементи конструкції електровоза, забезпечуючи його безпечну експлуатацію.

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення та результати, приведені в роботі, отримані автором самостійно. Статті [31, 140] підготовлено без співавторів. У роботах, опублікованих у співавторстві, дисертанту належить:

- Аналіз результатів динамічних міцносних та стендових вібраційних випробувань вузла демпфера коливань виляння візка міжрегіонального електропоїзда подвійного живлення, оцінка впливу вертикальних коливань кузова електропоїзда на рівень навантажень вказаного демпфера коливань виляння, участь в проведенні розрахунків його ресурсу [139].
- Розвиток методу оцінки залишкового ресурсу несучих конструкцій рухомого складу з використанням «статистичного програмування» [139] для досліджуваних серій тягового рухомого складу.
- Участь у розробці методики ієрархічного порівняння експлуатаційних якостей накладок струмоприймачів змінного струму [133].
- Проведення розрахунків напружено-деформованого стану валів електродвигунів електровозів ВЛ80, участь в розробці методики та розрахунках [29].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертації було викладено на науково-практичній конференції «Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах» - м. Одеса, 2016, на XIV Міжнародній конференції «Проблеми механіки залізничного транспорту Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження» – Дніпропетровськ, 2016, на міжнародній науково-технічній конференції «Технології та інфраструктура транспорту» - м. Харків, 2018, на міжкафедральному семінарі кафедр «Вагони та вагонне господарство», «Локомо-

тиви», «Електрорухомий склад», Інституту технічної механіки НАН України, Галузевої НДЛ динаміки та міцності рухомого складу.

**Публікації.** Основні положення дисертації викладено у п'яти основних статтях та одній додатковій, чотири з яких – у виданнях, що входять до переліку ВАК України, дві опубліковані без співавторів, дві статті – в наукометричній базі SCOPUS. Інші результати – у тезах доповідей міжнародних конференцій.

**Структура і обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів та висновків, які викладено на 148 сторінках машинописного тексту, що містить 61 рисунок і 36 таблиць, переліку літературних джерел із 158 найменування, 1 додатку на 5 сторінках. Повний обсяг дисертації становить 171 сторінку.



## РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ, ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Положення щодо забезпечення вимог безпеки руху при експлуатації локомотивів та вагонів у складі вантажних та пасажирських поїздів являється основним при розробці нормативної документації [79,84,85,86,87,97,119], яка регламентує вимоги до міцності та витривалості елементів рухомого складу (РС).

**Несуча конструкція рухомого складу (НК РС)** – елемент його конструкції, що сприймає вагу конструкції, вантажу, тягові, або інші статичні й динамічні зусилля, а також їхні комбінації.

Визначення понять, пов'язаних з витривалістю несучих конструкцій, стосовно до НК ТРС формулюються в такий спосіб:

- **граничний стан НК** це стан [49], при якому її подальша експлуатація, або відновлення її працездатного стану неможлива або недоцільна;
- **наробіток (напрацювання) НК** – тривалість або об'єм навантажень, отриманий НК (виражений у пробігу рухомого складу, або в термінах строку експлуатації) [49];
- **ресурс НК** – сумарний наробіток НК від початку її експлуатації до переходу в граничний стан [49];
- **призначений ресурс НК** – сумарний наробіток, при досягненні якого експлуатація НК повинна бути припинена незалежно від її технічного стану [49];
- **залишковий ресурс НК** – сумарний наробіток НК від моменту контролю її технічного стану до переходу в граничний стан (або від вичерпання призначеного ресурсу) [49].

Інші терміни, пов'язані з розглянутою проблемою, які застосовуються при розгляді питань оцінки ресурсу НК:

- **нормативний термін служби (ресурс)** – період часу (наробіток), протягом якого устаткування повинне зберігати працездатність, а його вартість повинна бути повністю відшкодована за рахунок відрахувань на амортизацію. Для рухомого складу - це синонім призначеного або встановленого терміну служби;

- **строк корисного використання** – період, протягом якого об'єкт основних засобів або об'єкт нематеріальних активів служить для виконання цілей діяльності платника податків. Збільшення строку корисного використання об'єкта пов'язане із проведенням його модернізації й відбиває збільшення балансової вартості об'єкта при її проведенні;
- **живучість НК** – Властивість об'єкта зберігати обмежену працездатність в умовах зовнішніх діянь, що призводять до відмов його складових частин;
- **встановлений термін служби НК** – календарна тривалість експлуатації НК, при досягненні якої її експлуатація повинна бути припинена незалежно від технічного стану (синонім призначеного терміну служби).
- **розвиток (удосконалення) методу дослідження** – свідома, цілеспрямована зміна суті метода, його наукового змісту або застосовуваного фізичного та математичного апарату для створення умов більш ефективного використання удосконаленого метода для досягнення потрібної мети дослідження.

В період реформування транспортної інфраструктури України одним із пріоритетних напрямків її вдосконалювання, особливо в умовах зношування основних фондів і недостатнього фінансування [110], є модернізація парку рухомого складу (РС) залізниць [111].

Тут термін «модернізація» розглядається в широкому змісті слова. Під ним розуміється не тільки комплекс заходів, спрямований на поліпшення показників міцності й довговічності рухомого складу й забезпечення зниження впливу на РС рівня зовнішніх впливів (просторового комплексу динамічних навантажень, умов режимів тяги та гальмування), але також відновлення парку і якісне поліпшення його технічного стану, режиму й умов експлуатації.

### **1.1 Аналіз чинної нормативної бази та наукових публікацій за темою досліджень**

Технічні вимоги [119] до проєктованих локомотивів за умовами міцності, динаміки і впливу на колію були першим нормативним документом, прийнятим

в Радянському Союзі в галузі залізничного транспорту для розрахунків на міцність несучих конструкцій тягового рухомого складу (НК ТРС).

В цьому документі було застосовано апарат коефіцієнтів запасу міцності з урахуванням імовірнісного розподілу параметрів, які впливають на міцність конструкції.

Наступним кроком розвитку теорії розрахунків на міцність машинобудівельних конструкцій у машинобудуванні, заснованим в роботах С.В. Серенсена та В.П. Когаєва [58,59,107,108,109], де було враховано дію навантажень, що мають випадковий характер.

Несучі конструкції локомотивів згідно Технічних вимог 1964 р. [119] проектувалися за умови їх практично необмеженої довговічності, коли напруження не перевищують границю опору втомі. Розрахунок ресурсу НК для напружень, які перевищують границю витривалості, знайшло відображення у «Нормах розрахунку і оцінки міцності несучих елементів і динамічних якостей екіпажної частини моторвагонного рухомого складу» Російської федерації 1997 року [87], а потім реплікуються у «Нормах для розрахунку і оцінки міцності несучих елементів і динамічних якостей і дії на колію екіпажної частини локомотивів» 1998 року [84]. Розрахунок ресурсу НК РС з використанням степеневі кривої втомі [154] було закладено у Норми розрахунку вагонів [85,86]. Особливістю розрахунку є те, що довговічність завжди має скінченне значення, тому, що враховуються всі цикли динамічних напружень, незалежно від їх амплітуди.

Принцип розрахунку скінченного терміну служби машинобудівельних конструкцій базується на співставленні границі її опору втомі з характеристиками динамічних напружень, які виникають у процесі експлуатації. Той самий принцип може застосовуватися з переходом до інших компонентів навантажень: зусиль, або прискорень.

## **1.2 Огляд наукових праць, що використовують теоретико-експериментальні методи дослідження динаміки та міцності рухомого складу і машинобудівних металоконструкцій.**

До числа проаналізованих публікацій включено роботи в галузі залізничного транспорту, загального машинобудування та інших видів транспорту.

Дослідженню та математичному моделюванню коливань, динамічних властивостей та динамічних навантажень металоконструкцій машин в детерміністичній та ймовірнісній постановці присвячено багато робіт українських вчених В.А. Лазаряна [69], Є.П. Блохіна [10,12,101], С.В. Белодеденка [6], В.Д. Даниловича [65], Г.І. Богомаза [98], О.Л. Голубенко [26], В.Л. Горобця [30], С.С. Довганюка [46], Ю.В. Дьоміна [41], В.О. Карашук [142], М.Б. Кельриха [18,98], Л.А. Манашкіна [12], О.М. Савчука [106], В.Т. Трощенко [123], В.Ф. Ушкалова [76] та інших.

Значний внесок у дослідження динаміки рейкових екіпажів внесли роботи російських вчених-залізничників Ю.П. Бороненка [17], І.В. Бірюкова [8], Г.П. Бурчака [8], С.В. Вершинського [22], В.М. Данілова [22], О.А. Камаєва [45], Б.Г. Кегліна [83], О. М. Савоськіна [8], М.М. Соколова [17,113], Ю.М. Черкашина [130], І. І. Челнокова [22] та інших.

Методологія та результати досліджень втомі несучих конструкцій рухомого складу розглядаються у роботах Є.П. Блохіна [11], В.В. Болотіна [15], Ю.П. Бороненка [18], Б.Є.Боднара [14], Б.В. Гольда [99], Горобця В.Л. [14,30], Гусева А.С. [39] В.І. Іванова [54], М.Б. Кельриха [18], В.П. Когаєва [58, 59, 108], О.С. Крашенініна [67,68], Л.А. Манашкіна [39], О.Г. Рейдемейстера [2,147] О.М. Савоськіна [104], Е.Д. Тартаковського [116], А.П. Фалендиша [116] А.В. Юрченка [56], закордонних дослідників [132, 134, 136, 141, 145, 149, 153, 155, 157, 158].

Експлуатаційна міцність несучих конструкцій рухомого складу безпосередньо пов'язана з безпекою руху поїздів, тому проблеми достовірного оцінювання та прогнозування ресурсу стають предметом ряду науково-дослідних ро-

біт [14, 30, 39]. Проблемам оцінки технічного стану і подовженню терміну експлуатації рухомого складу присвячено роботи [4, 38, 52, 56, 66, 72, 80, 148, 151].

Комплексну експериментально-розрахункову роботу з оцінки строку служби пасажирських вагонів після проведення капітально-відновлювального ремонту виконано спеціалістами ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна та Інституту технічної механіки (ІТМ) НАНУ разом зі спеціалістами ДКБ «Південне» і ВАТ «Дніпровагонрембуд» [33, 64]. Дослідження полягали у проведенні натурних випробувань (ходових і стендових) пасажирських плацкартного і купейного вагонів. Розрахунки, що супроводжували експериментальні дослідження, поклали основу сучасному розумінню концепції оцінки ресурсу основних НК вагонів. За отриманими результатами досліджень в черговий раз було сформульовано концепцію подовження строку служби пасажирського вагона як виду РС [16]. Положеннями концепції стверджено, що критерієм подовження строку служби пасажирського вагона є наявність достатнього ресурсу його основних несучих конструкцій – рам візків, надресорних балок і кузова. Родзинкою цієї роботи було проведення унікальних стендових вібраційних випробувань кузова пасажирського вагона в зборі (рисунок 1.1).

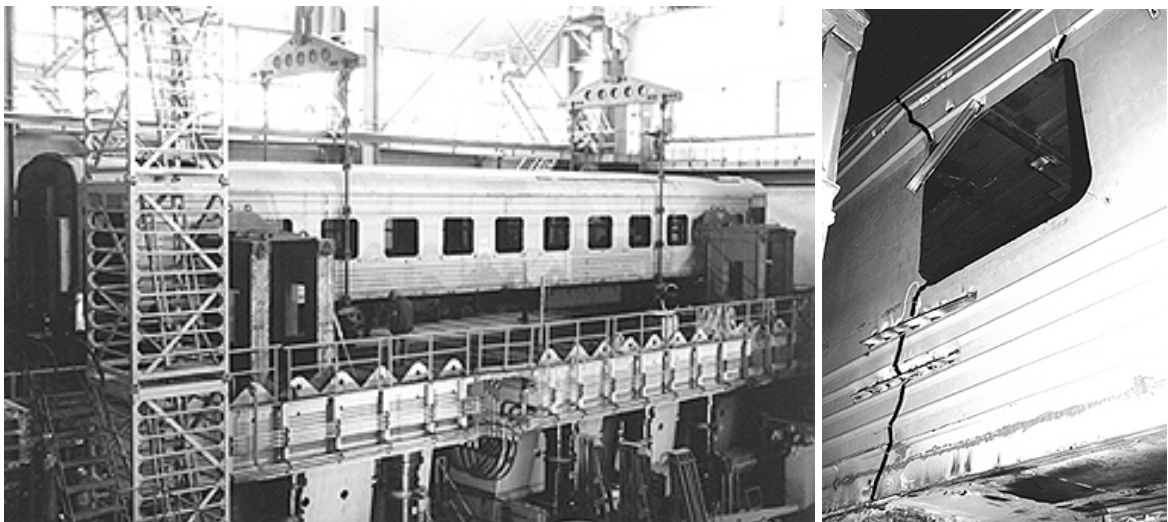


Рисунок 1. **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует.**1 – Стендові вібраційні випробування кузова пасажирського вагона (Випробувальний центр ДКБ «Південне», 2000 р.)

Як показують численні експериментальні дослідження, у більшості елементів несучих конструкцій рухомого складу, зміна напружень у часі в окремих точках конструкції є випадковим процесом. У такому разі в задачі витривалості робиться схематизація процесу у формі розподілу числа циклів по амплітуді за проміжок напрацювання, який називається блоком навантаження.

Блок навантаження являє собою таблицю або гістограму повторюваності амплітуд. Стосовно до несучих конструкцій рухомого складу в якості такого блока приймають кількість циклів навантажень за рік експлуатації. На практиці за результатами ходових випробувань зручно формувати блок навантажень для кілометра пробігу, помножуючи потім число циклів на максимальний річний пробіг. Динамічні ходові міцнісні випробування з одиницями рухомого складу при цьому проводяться для різних швидкостей на різних ділянках колії. З метою одержання блоків навантаження під час проведення випробувань записуються реалізації напружень, які потім опрацьовуються на ЕОМ. Відомо велика чисельність методів такого опрацювання, серед них: методи максимумів; перетинання середнього рівня; розмахів; повних циклів; "дощу" та інші.

При порівняльному аналізі цих методів у розумінні впливу на пошкоджуваність конструкції [59] можна зробити висновок, що для вузькосмугових процесів, у яких число перетинань нульової лінії приблизно дорівнює числу екстремумів, усі зазначені методи схематизації дають практично однаковий результат, а для широкосмугових процесів найбільш виправданими визнаються методи "дощу" або повних циклів [84, 87]. Для опрацювання на ЕОМ при будь-яких процесах найбільш зручним є метод «дощу» [33]. Застосування методу «дощу» стає необхідним коли процес не є стаціонарним. Відповідно до [12, 131] отримані гістограми (або таблиці) повторюваності амплітуд використовуються потім для оцінки ресурсу (разом із кривими втоми конструкції). При цьому послідовність дії амплітуд напружень всередині кожного блока навантаження приймається від найбільшої амплітуди до найменшої, щоб накопичення пошкоджень від втоми було максимальним. Такий підхід застосовують також для програмного навантаження зразків і деталей при ресурсних випробуваннях [59, 60, 91].

Математичне моделювання динаміки рейкових екіпажів є одним з найстаріших інструментів дослідження їх динамічних якостей й налічує чи не найбільшу кількість публікацій (наприклад, [12, 13, 27, 31, 69]). Якісно новий етап у його як розділу динаміки рухомого складу пов'язаний з розвитком потужності комп'ютерної техніки. Вже імітаційне або комп'ютерне моделювання є ефективним засобом знаходження оптимального рішення у багатьох складних системах і засобом підтримки прийняття відповідальних рішень в різних сферах діяльності [57]. Якщо математична модель адекватна, вона допомагає терміново досліджувати складні системи, передбачити їх поведінку в різних ситуаціях, дозволяє оцінити ефект планованих змін, виконати порівняльний аналіз якості можливих варіантів технічних рішень. Підтвердження адекватності математичної моделі насправді потребує значно більших зусиль, ніж це порою декларується.

До спеціалізованих програмних продуктів в області динаміки рухомого складу відносяться такі, як, наприклад, GENSYS, NUCARS, SIMPACK, UM, VAMPIRE [114]. З вітчизняних спеціалізованих розробок програмних продуктів слід виділити комп'ютерну програму DYNRAIL, створену в ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна [81].

В пам'ятці ОСЗТ UIC 518 останньої редакції [156] комп'ютерне моделювання поставлене на одному рівні з випробуваннями рухомого складу, коли йдеться про оцінку безпеки руху та ходових властивостей залізничного транспортного засобу. В цьому документі викладено всі процедури приймання та визначення динамічних характеристик рейкових екіпажів. Зокрема, вказані умови виконання експлуатаційних випробувань та чисельного моделювання, описано вимірювані або змодельовані величини, пов'язані з динамічними характеристиками рухомого складу. Але, враховуючи багатопараметричний, ідеалізований характер математичних моделей складних механічних, а тим більше електромеханічних систем та пов'язаним з цим яружним характером поверхонь оптимальних рішень, орієнтуватись лише на результати математичного моделювання,

замінюючи ним результати натурних експериментів, однозначно неприпустимо.

### **1.3 Аналіз публікацій із застосуванням методів оцінки довговічності та витривалості несучих металоконструкцій.**

Проблеми, пов'язані з науковим обґрунтуванням продовження строку експлуатації тягового рухомого складу як в Україні, так і в інших державах світу, є дуже актуальними. В першу чергу ці питання є найбільш важливими для несучих конструкцій візків – їх рам, стан яких суттєво впливає на безпеку руху поїздів. Можливість продовження строку служби рам візків тягового рухомого складу ґрунтується на уточненому визначенні ресурсу (терміну служби) за їх технічним станом після проведення його контролю, тобто залишкового ресурсу.

При проведенні робіт з продовження строку служби локомотивів промислових підприємств, з очевидних причин слід віддавати перевагу неруйнівним методам випробувань.

В процесі експлуатації несучі конструкції рам візків випадковим чином навантажуються циклічними силами і піддаються впливу кліматичних чинників. Головний чинник, що обмежує ресурс, – це виникнення і розвиток пошкоджень від втоми до появи помітної тріщини.

Проблемам дослідження опору втоми (витривалість конструкцій) присвячена велика кількість літератури. Тільки в довіднику [122] з даного питання є посилання на 1223 найменування науково-технічних праць. Враховуючи важливість цього питання, кількість публікацій у даному напрямку постійно зростає. Несучі конструкції тягового рухомого складу залізниць знаходяться в тривалій експлуатації, піддаються дії навантажень, які є випадковими, тому для них характерна багатоциклова втома (кількість циклів до руйнації значно більша  $10^4 \div 10^5$ ). Таким чином, визначення ресурсу НК тягового рухомого складу зводиться до їх розрахунку на втому при дії випадкових навантажень.

Загальновідомо, строк служби НК тісно пов'язаний з оцінкою їх довговічності. *Довговічність несучих конструкцій* за встановленою термінологією



єю [49] – це властивість об'єкта зберігати працездатність до настання граничного стану при встановленій існуючій системі обслуговування і ремонту, яка, взагалі, не є чисельною характеристикою.

Для кількісної оцінки довговічності введено поняття ресурсу, тобто напруження об'єкту (див. трактовку цього показника в підрозділі 2.1) від початку його експлуатації, або поновлення після ремонту, до переходу в граничний стан, практичною одиницею виміру ресурсу є час. Ресурс в одиницях часу являє собою термін або строк служби, а ресурс від проведення контролю конструкції являє собою її залишковий ресурс.

Результати випробувань на втому стандартних зразків, фрагментів або конструкцій представляються у вигляді кривих втоми, які мають залежність  $N = f(\sigma_a)$ , де:  $\sigma_a$  - амплітуда напруження циклу;  $N$  - кількість циклів до руйнування, якщо амплітуда циклу має значення  $\sigma_a$  при фіксованому середньому напруженні циклу  $\sigma_m$  (або фіксованому коефіцієнті асиметрії циклу  $R$ ). Змінні величини  $\sigma_m$  і  $R$  зв'язані між собою співвідношенням

$$\sigma_m = \frac{\sigma_a(1+R)}{(1-R)}, \quad (1.1)$$

тобто математично їх зв'язок можна звести до однієї змінної.

В системах трьох координат  $\sigma_a$ ,  $N$ ,  $\sigma_m$  (або  $R$ ) сімейство кривих втоми можна представляти у вигляді поверхні втоми. Найбільш застосовуваною у дослідженнях в даному напрямку є степенева крива втоми, для якої має місце

$$\sigma_a^m * N = \mathit{const}, \quad (1.2)$$

де  $m$  - показник степені кривої втоми.

При наявності альтернативних експериментальних даних використовуються інші форми запису кривої втоми. В роботі [62] запропонована гіперболічна апроксимація поверхні втоми з іншими константами. Положення роботи [62] використані в Нормах розрахунку локомотивів та моторвагонного рухомого складу Російської Федерації [84, 87].

В практичних розрахунках, а також в Нормах розрахунку вагонів на міцність Російської Федерації [85] використовується співвідношення (1.2) [7, 16, 22, 39, 51, 59, 78, 86, 99, 123].

Напруження, які виникають в умовах експлуатації в різних елементах конструкцій, змінюються як за симетричним, так і за несиметричним циклами. При цьому вони завжди можуть бути перетвореними до амплітуди симетричного циклу, або навпаки. Таким чином, ці перетворення дозволяють обмежитися при стендових вібраційних випробуваннях на втому тільки випробуваннями при симетричних циклах (використовується замість дослідної поверхні втому усього одна крива втому при коефіцієнті асиметрії  $R = -1$ , тобто при симетричному циклі).

Границя витривалості  $\sigma_l$  є найважливішим параметром кривої втому. Для її визначення користуються прискореними методами випробувань.

Аналіз найбільш розповсюджених методів визначення границі витривалості стандартних зразків та натурних вузлів наведено у роботі [122].

Під прискоренням випробувань стандартних зразків мається на увазі зменшення їхньої кількості і скорочення числа циклів до руйнування за рахунок збільшення амплітуди напружень. При цьому роблять наступне. Частоту циклів задають у межах 5..100 Гц, обмежуючи температуру робочої частини зразка верхнім значенням  $+50^\circ\text{C}$ . При прискоренні випробувань вузлів і конструкцій шляхом збільшення частоти необхідно контролювати верхній рівень частоти, що може спотворити картину навантаження.

Питання про прискорені ресурсні випробування також розглядаються і у роботі [90], де вирішуються такі дві задачі:

- заміна випадкового процесу складної структури еквівалентним за пошкоджуваністю гармонійним процесом із підвищеною амплітудою і частотою;
- заміна реального випадкового процесу іншим, еквівалентним за пошкоджуваністю, що відрізняється підвищеними амплітудами і частотами.

Суть найбільш розповсюджених методів прискорених випробувань полягає в наступному.

У методі, який використовується Інститутом проблем міцності НАНУ [123], приймається, що для більшості металів і сплавів границя витривалості дорівнює циклічній границі пружності, яку знаходять по діаграмі симетричного циклічного деформування поверхневих прошарків матеріалу на стадії стабілізації петлі гістерезису. В такому випадку для розрахунку необхідно провести випробування із декількома стандартними зразками без їхнього руйнування. Наприклад, у методичних вказівках [102], розроблених Інститутом електрозварювання ім. Патона, для обліку статистичного характеру розподілу напружень у зварних конструкціях запропонована експонента з випадковими параметрами.

В.С. Іванова, у запропонованому нею методі [55] приймає, що енергія, яка витрачена на процес руйнації, залишається постійною при будь-яких напруженнях симетричного циклу, що перевищують границю витривалості, та дорівнює прихованій теплоті плавлення металу.

Проаналізуємо методи програмної зміни навантаження під час проведення стендових випробувань зразків або конструкції з метою визначення границі їх опору втомі.

Серед них найбільше поширення одержав метод Локаті [32]. В цьому методі випробуються три зразки. Зразок або деталь випробовується, починаючи з напруження, близького до очікуваного значення границі витривалості. Потім у ході випробувань напруження східчасто збільшується. Розміри сходинок регламентовані стандартом [32]. Після руйнування кожного зразка визначається міра пошкодження  $D\Sigma(n_i/N_i)$  (подібним чином ця величина визначається в розрахунках по методу Серенсена - Кінасошвілі), де:  $n_i$  - кількість циклів на  $i$ -ому рівні;  $N_i$  - руйнуюче число циклів на цьому рівні, що знаходиться по апіорній кривій втоми. Значення амплітуди напружень, коли міра пошкодження  $D=1$ , відповідає границі витривалості. Метод Локаті придатний тільки для визначення границі витривалості щодо симетричного циклу  $\sigma_1$  при перевірці стабільно-

сті серійного виробництва, оскільки для його застосування необхідна апріорна крива втоми.

У різних літературних джерелах використовувалися різні формули приведення амплітуд діючих напружень до симетричних циклів [20, 39, 51, 59, 89].

#### **1.4. Постановка завдання розвитку методів оцінки міцності та ресурсу несучих конструкцій рухомого складу**

Як було відзначено вище, система обслуговування та ремонту в галузі промислового транспорту допоки суттєво відрізнялася від аналогічних експлуатаційних операцій на магістральному транспорті. Це, вірогідно, є наслідком різниці форм власності рухомого складу та джерел фінансування заходів із забезпечення його безпечної експлуатації.

А саме, достатньо рідко, в порівнянні з магістральним залізничним транспортом Власниками проводиться поточне регулювання елементів підвішування та гальмівної системи, що може збільшити ймовірність сходів РС з рейок та виникнення інцидентів.

Тому, враховуючи невпинне падіння якості показників експлуатації та ремонту магістрального транспорту, суттєве зменшення кількості кваліфікованих спеціалістів-залізничників, в тому числі, як за рахунок відтоку фахівців за кордон, так і за рахунок незадовільного поповнення їх кількості профільними ВНЗ, найближчим часом слід очікувати різкого і стабільного погіршення стану безпеки руху рейкового залізничного транспорту.

Таким чином, система методів оцінки міцності та ресурсу несучих конструкцій рухомого складу логічно повинна бути удосконалена наступним чином:

- слід виконувати всі робочі операції з подовження терміну експлуатації та контролю важливих параметрів РС одночасно, в єдиному технологічному циклі виконання обстеження технічного стану несучих конструкцій з видачею кінцевих висновків та рекомендацій щодо подальшої експлуатації РС;

- в першу чергу визначити, а потім контролювати та оцінювати ті параметри екіпажної частини РС (важливі або критичні параметри), які можуть привести до серйозних інцидентів та аварій;
- контроль важливих параметрів несучих конструкцій РС повинен бути зробленим з використанням найбільш прогресивних методик та обладнання;
- методики обстеження та оцінки важливих параметрів несучих конструкцій РС мають бути науково обґрунтовані, інтуїтивно зрозумілі для виконавців та представників Власника РС.

До переліку важливих або критичних параметрів, досяжних на підставі попередньо проведених випробувань або оперативного їх контролю в процесі проведення обстеження технічного стану тягового рухомого складу та які можуть приводити до інцидентів та аварій, можна віднести;

- геометричні характеристики (вигини, прогини, непаралельність) основних несучих конструкцій РС;
- ступінь та тенденції корозійного ураження (рівномірного або місцевого) НК РС;
- характеристики експлуатаційної якості широкого класу запасних частин, які контролюються до акту поставки продукції з метою вибору їх виробника;
- механічні характеристики НК РС (наприклад, твердість).

Враховуючи вище зазначене, завдання розвитку методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій рухомого складу залізниць може бути сформульоване як їх уточнення з урахуванням сьогоденного стану залізничної галузі і доповнення регламентів поетапних робіт щодо подовження термінів служби РС з метою отримання максимально обґрунтованих оцінок термінів експлуатації РС з найменшими практично досяжними ризиками виникнення аварійних ситуацій.

## 1.5 Характеристики об'єктів досліджень.

В роботі розглянуті напрямки розвитку методів оцінки міцності та ресурсу елементів екіпажної частини на прикладі наступних об'єктів:

- рама кузова маневрового тепловоза ТЕМ2;
- вузол демпфера коливань виляння рами візка електропоїзда подвійного живлення «Hjundai Rotem»;
- напайки пантографів магістральних електровозів змінного струму різних виробників;
- несучий кузов вантажного вагона, переобладнаний з рефрижераторного вагона для перевезення штучних і пакованих вантажів.

### 1.5.1 Основні несучі конструкції маневрового тепловоза ТЕМ2

Тепловози серії ТЕМ2 (рис. 1.2) та його модифікації – маневрові односекційні тепловози потужністю 550 кВт (750 к. с.), що призначені для роботи на промислових підприємствах [47]. Також використовуються в поїзній роботі на ділянках з відносно невеликим вантажообігом і легкою верхньою будовою колії.

Головними елементами рами тепловоза ТЕМ2 є дві поздовжні хребтові балки із двотаврів № 45, верхня й нижня полиці яких посилені привареними смугами 4, 11 товщиною 22 мм. По кінцях поздовжні балки зв'язані литими стяжними ящиками, прикріпленими до нижніх поясів балок. Зовнішній контур рами виконаний зі швелера № 16, з'єднаного з поздовжніми балками кронштейнами, виготовленими з аркуша товщиною 6 мм і, що мають по контурі перетин у вигляді куточка, а в середній частині полегшуючі вирізи.

Для додання рамі необхідної жорсткості поздовжні балки по всій довжині скріплені увареними поперечними перегородками товщиною 10-12 мм. Ці посилення передбачені в місцях приварки опор кузова й шворнів.

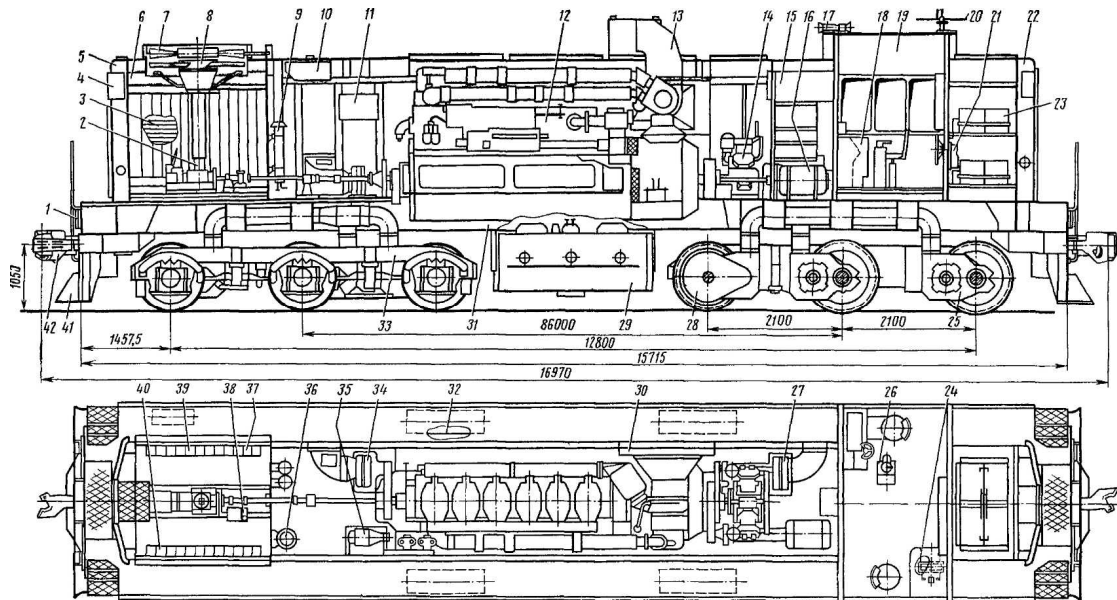


Рисунок 1.2 – Компонувальна схема тепловоза ТЕМ2:

1- буферний ліхтар; 2- редуктор вентилятора холодильної камери; 3- жалюзі бічні; 4 - прожектор; 5- пісочниці передні; 6 - холодильна камера; 7 -жалюзі верхні; 8 - вентилятор холодильника; 9- масляні фільтри; 10 - бак для води; 11 - бак для масла; 12 - дизель-генератор; 13 - іскрогасник; 14 - компресор; 15 - апаратна камера; 16 - двомашинний агрегат; 17 - тифон; 18 - пульт керування; 19 - кабіна машиніста; 20 - антена; 21 - ручне гальмо; 22 - пісочниці задні; 23 - акумуляторна батарея; 24 - калорифер (нагрівальна секція); 25 - тяговий електродвигун; 26- кран машиніста; 27 - вентилятор охолодження тягових електродвигунів заднього візка; 28- кожух редуктора; 29 - паливний бак; 30 – повітроочишувач (повітряний фільтр) дизеля; 31 - головна рама тепловоза; 32 - головний резервуар; 33 - візок; 34 - вентилятор охолодження тягових електродвигунів переднього візка; 35 - масло- і паливopідкачувальні насоси; 36 - паливopідігрівач; 37 - охолодні секції масла дизеля; 38 - водяний насос контуру охолодження повітря наддуву; 39 - водяні секції охолодження повітря; 40 - водяні секції охолодження води дизеля; 41 - колієочисник; 42 – автозчеплення.

Зверху й знизу рама обшита сталевими настільними листами товщиною від 4 до 14 мм із вирізами, що забезпечують монтаж устаткування на рамі. Знизу до хребтових балок і посилюючих листів приварені з кожної сторони по два кронштейна для кріплення паливного бака. Передній і задній шворні діаметром 280 мм, що представляють собою сталеві виливки зі сталі 25ЛП, приварені до рами через посилюючі шкворневі листи товщиною 20 мм. На шворні насаджені й приварені змінні втулки, що запобігають зношуванню шворнів. Навколо кожного шворня на радіусі 1365 мм розташовані чотири опори кузова. Місця розташування опор мають тверді коробчасті посилення. У зонах передньої й задньої опор кузова приварені чотири литі опори під домкрати. Попереду й позаду рама закрита лобовими листами. До переднього лобового листа кріпиться колієочисник, нижня кромка якого перебуває на відстані  $150 \pm 5$  мм від головки рейки.

Основні технічні характеристики тепловоза приведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики тепловоза ТЕМ2.

№ пп	Найменування параметру	Значення
1	2	3
1	Рід служби	маневровый
2	Потужність двигуна, кВт (к.с.)	882,5 (1200)
3	Осева формула	3 <sub>0</sub> -3 <sub>0</sub>
4	Габарит (ГОСТ 9238—73)	02-Т
5	Службова вага, кН (тс)	1177 (120±3%)
6	Навантаження від колісної пари на рейки, кН (тс)	196 (20±3%)
7	Конструкційна швидкість руху, км/ч:	100
8.	Розрахункова тривала сила тяги тривалому режимі, кН (тс)	200 (20,4)
9.	Колія, мм.	1520
10.	Мінімальний прохідний радіус кривих, м	80
11.	Число тягових осей	6
12.	Тип екіпажної часті	візкова
13.	Кількість візків	2
14.	Тип візка	тривісна щелепна
15.	Тип коліс	Цельнокатані
16.	Діаметр нового колеса, мм	1050
17.	Тип букс	на роликівих вальницьях
18.	Тип тягових пристроїв	автосцепка СА-3
19.	Запас палива, кг.	5440
20.	Місткість водяної системи, л	1050
21.	Запас піску, кг	2000
22.	Основні габаритні розміри, мм:	
	найбільша висота від головки рейки	4355
	найбільша ширина по частинам, що виступають	3120
	відстань між шворнями	8600
	база візка	4200
	довжина тепловоза по осям автосцепів	16970

### 1.5.2 Елемент екіпажної частини міжрегіонального електропоїзда подвійного живлення «Hyundai-Rotem».

Вузол демфера коливань виляння візка міжрегіонального електропоїзда подвійного живлення "Hyundai-Rotem" (рисунок 1.3). призначений для поліпшення динамічних показників його екіпажної частини, а саме, запобігання розвитку резонансних коливань виляння при русі на критичних швидкостях. Гідравлічний демпфер 1 02R-2217-001 [150] (рисунок 1.3 а) з'єднаний з рамою візка й шкворневою балкою. Кронштейн демфера 2 на рамі кузова з'єднаний з нею болтовими з'єднаннями й розташований на потовщенні пластини з боку шкворневої балки. Прилив посилений косинками 3 (рисунок Рисунок 1.3 б).



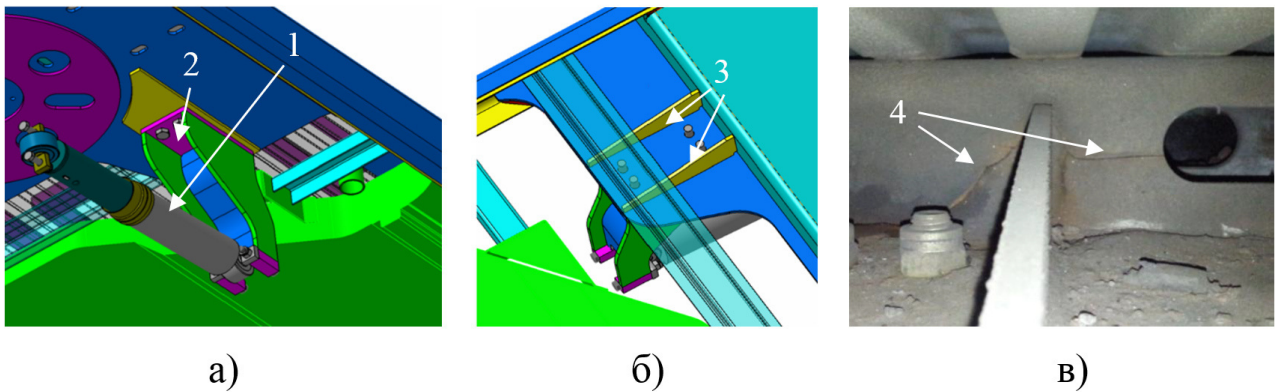


Рисунок 1.3 – Вузол демпфера коливань виляння: а) вид зі сторони демпфера; б) вид зверху; в) тріщина бокової стінки шворневої балки.

Після нетривалого (порядку 2 років) періоду експлуатації були виявлені втомні тріщини 4 (рисунок 1.3.3 в) на бічній стінці шворневої балки. Появі тріщин, крім інтенсивної динамічної навантаженості вузла могло сприяти наявність концентратора напружень поблизу косинок і залишкові зварювальні напруження. Відповідно до вищевказаного була запропонована перша модернізація вузла (рисунок 1.4).

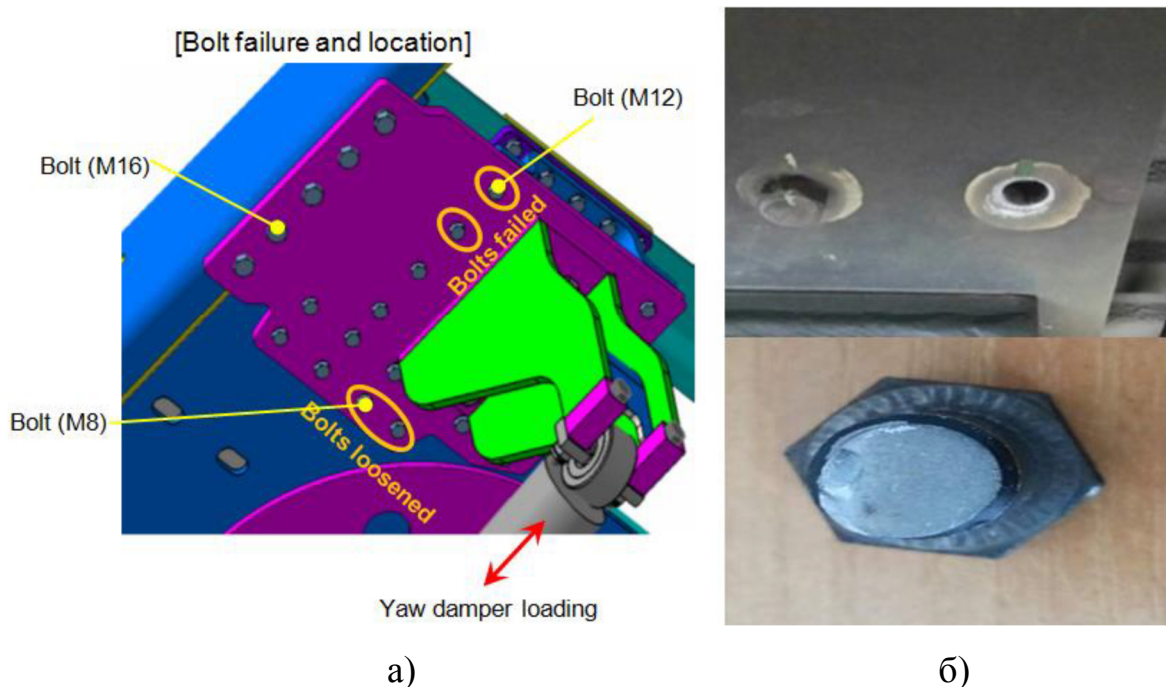


Рисунок 1.4 – Вузол демпфера коливань виляння, модернізація 1: а) вид зі сторони демпфера; б) відмови болтових з'єднань.

Дана модернізація (відповідно до результатів проведених ДНУЖТ міцнісних випробувань [43]) поліпшила динамічну навантаженість вузла. Однак при цьому виникла проблема, пов'язана з ослабленням болтових з'єднань (рисунок 1.4Рисунок 1.4б) і наступним зрізом болтів.

На даний момент запропонована друга модернізація вузла підвищеної надійності (рисунок 1.5.5). Її зміст складається у застосуванні болтових з'єднань, що самофіксуються, у сполученні із заміною гайок на тверді блоки, що центрують (tapping block) і болтів з обтискним кільцем (huck bolt).

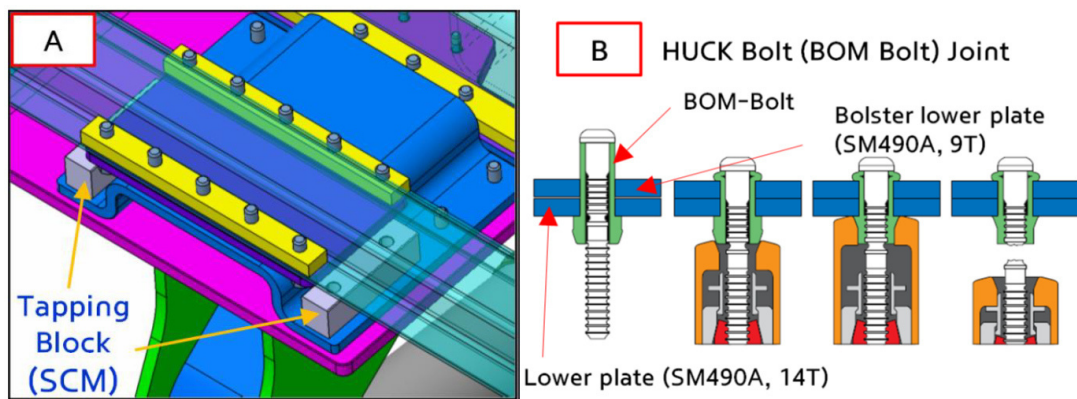


Рисунок 1.5 – Вузол гасника коливань виляння, модернізація 2: а) вид зверху; б) болтові з'єднання (huck bolt).

### 1.5.3 Вставки струмоприймачів магістральних електровозів змінного струму

Наступний підрозділ присвячено розгляду конструктивного виконання дослідних зразків вставок пантографів з урахуванням наявних даних щодо їх експлуатації на мережі змінного струму [133].

Блок-схема методики робіт з порівняння експлуатаційних якостей, у відповідності до [133], наведена на рисунку 1.6.

Однією з найважливіших особливостей вказаної роботи є складання умовних рейтингових списків пластин різних виробників, який формується з використанням Методики рейтингового оцінювання експлуатаційної якості елементів ТРС, запропонованої в підрозділі 2.4 даної роботи.



Рисунок 1.6 – Методика порівняльної оцінки якості контактних пластин

Обговорюються наступні конструктивні особливості вказаних вище елементів струмоприймача:

- конструктивне виконання (суцільна або секційна конструкція, наявність силової підкладки);
- зручність монтування/заміни елементів струмоприймача на струмоприймачі;
- показники міцності.

Загальний вигляд об'єктів дослідження наведено на рисунку 1.7 Рисунок 1.7.

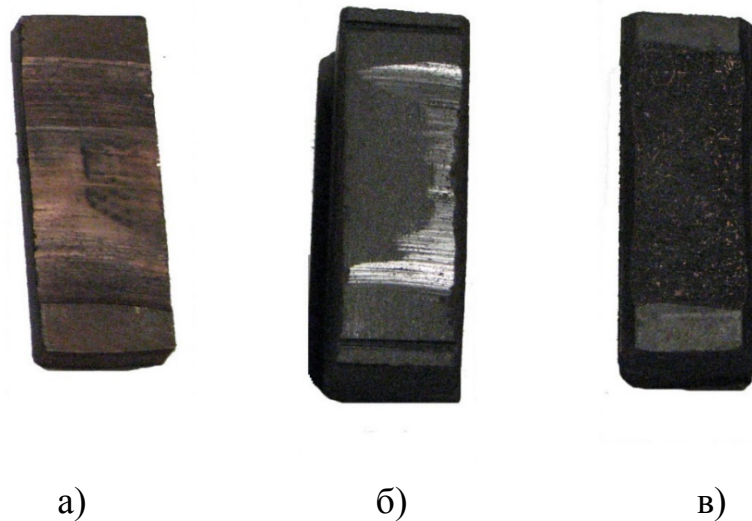


Рисунок 1.7 – Фрагменти вставок (накладок) після проведення випробувань:

а) ПКД-4; б) Вугільна тип А; в) АМ 16.

Наявні характеристики зразків вставок (накладок) пантографів змінного струму наведено у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Характеристики вставок (накладок) пантографів змінного струму.

№ з/п	Назва зразку	Коротка характеристика метода виготовлення за даними мікроструктурного аналізу	Виробник
1	2	3	4
1	ПКД-4	Виготовлені методами порошкової металургії з суміші порошків	ТОВ «ІнтерКонтактПріор», м. Київ, Україна
2	Вугільна тип А	Пресування суміші зі штучного й природного графіту, обпаленого вуглецевого матеріалу, коксу й синтетичної смоли з наступним відпалом	ЧОЕЗ, Челябінск, ТОВ «Ленд», Новочеркаськ, Росія та інш.
3	АМ 16	Вставка тип А, виготовлена за регламентом виробника та модифікована мідними волокнами з підвищенням механічних властивостей	ТОВ Глорія, м. Запоріжжя, Україна

### 1.5.4 Несучі конструкції кузова критого чотиривісного вагона, переу- статкованого з вантажного рефрижераторного вагона.

*Несучі конструкції кузова критих чотиривісних вагонів, переобладнаних з вантажних рефрижераторних моделі 16-830-03 (далі - вагони) призначені для експлуатації власником - «НК Қазақстан темір жолы» (КТЖ) на магістральних залізничних коліях Республіки Казахстан,*

Загальний вид критих чотиривісних вагонів наведений на рисунку 1.8. Схема розміщення тензодатчиків і місць визначення жорсткості матеріалів<sup>1</sup> конструкції рами кузова вагона наведена на рисунку 1.9, а накладка посилення консольної частини рами вагона на рисунку 1.10. Основні параметри й характеристики вагона наведені в таблиці 1.3.

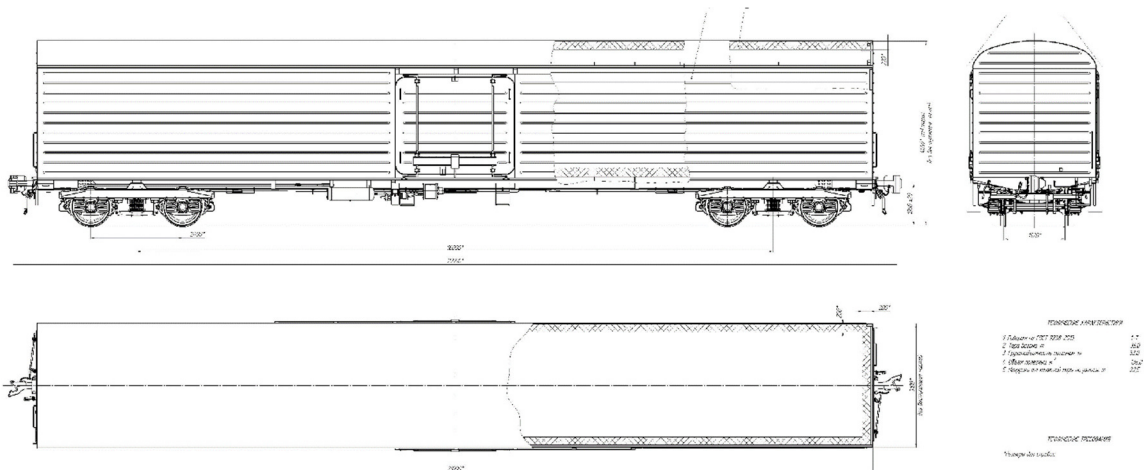


Рисунок 1.8 – Загальний вигляд вагона моделі 16-380-03

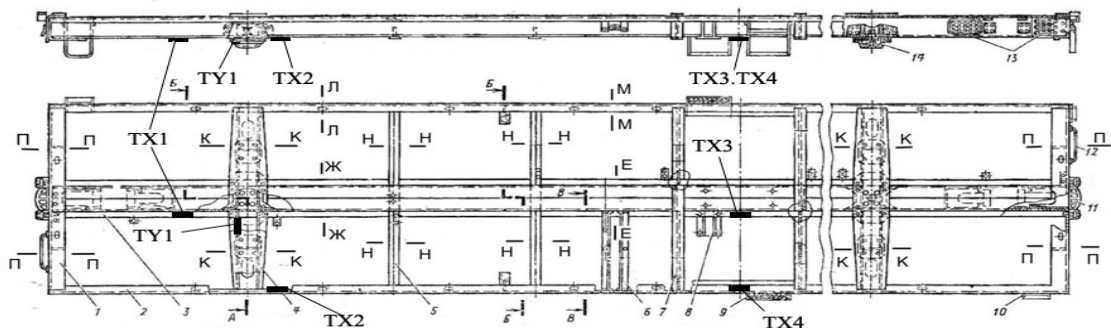


Рисунок 1.9 – Схема розташування тензодатчиків і місць визначення жорсткості матеріалу конструкції рами кузова вагона.

<sup>1</sup> Зони визначення твердості матеріалу максимально наближені до точок визначення напруження в конструкції для подальшої оцінки границі витривалості матеріалів за їх твердістю.



Рисунок 1.10 – Посилююча накладка консольної частини хребтової балки.

Таблиця 1.3 – Основні параметри та характеристики вагона

Найменування показника	Значення показника
1	2
Вантажність, т	53,0
Маса тари мінімальна, т	33,9-35,2
Маса тари максимальна, т	35,0-36,3
Максимальне розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки, кН	220,0-225,0
Об'єм кузова, м <sup>3</sup>	136,0
База вагона, мм	16000
Довжина за осями зчеплення автозчепів, мм	22156
Довжина по кінцевим балкам, мм	21000
Ширина вагона максимальна, мм	3100
Висота від рівня головки рейки:	4600-4670
Висота автозчеплення від рівня головки рейки, мм	1040-1080
Внутрішні розміри кузова, мм	
- висота	2620
- ширина	2600
- довжина	20440
Розмір дверного отвору, мм	2700×2150
Габарит по ГОСТ 9238	1-Т
Ширина колії, мм	1520
Конструкційна швидкість, км/г	120
Візок	КВ3-И2
Нормативний строк служби після КРП	25

Результати обстеження стану основних несучих конструкцій і зварених з'єднань основних несучих конструкцій дослідного екземпляра вагону (рама кузова, рами візків) №58012279 наведені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Результати обстеження технічного стану несучих конструкцій вагона № 58012279

№	Показник	Значення показника*
1	2	3
1	Геометричні характеристики рами кузова	Неприпустимі деформації відсутні
2	Геометричні характеристики кінцевих та шворневих брусів кузова	Неприпустимі деформації відсутні
3	Корозія:	
3.1	Поздовжні балки рами кузова	Мається корозія припустимого для проведення випробувань рівня
3.2	Підлога кузова	Мається корозія допустимого для проведення випробувань рівня
3.3	Обшива, стойки кузова и крыши	Имеется коррозия припустимого для проведения испытаний уровня
4	Зварні шви:	
4.1	Зони стяжних ящиків рам кузовів	Оригінальні заводські шви, наварені посилюючі накладки (рис. 1)
4.2	Кінцеві часті балок кузова	Оригінальний заводський шов
4.3	З'єднання балок кузова	Оригінальний заводський шов
4.6	Відшаровування фарби або ґрунтовки	Виявлено місцево без прояву корозії великого об'єму

Схема дослідного зчепу для проведення динамічних випробувань на міцність вагона показана на рисунку 1.11. Масові характеристики елементів зчепу: маса локомотива  $m_l=80\text{ т}$ ; маса службового вагона  $m_c=35\text{ т}$ ; маса об'єкта випробувань  $m_e=68\text{ т}$ .

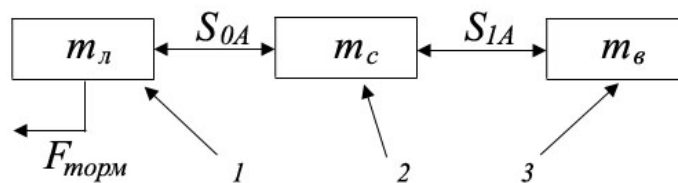


Рисунок 1.11 – Схема складу дослідного зчепу для проведення динамічних випробувань вагона на міцність.

1 – локомотив; 2 – службовий вагон; 3 – об'єкт випробувань.

Нижче в таблиці 1.5

Таблиця 1.5 наведені, згідно [93], результати вимірів твердості по Бринелю (НВ) навантажених елементів рами кузова вагона.

Таблиця 1.5 – Результати замірів твердості HB елементів рами кузова вагона

№ з/п	Ідентифікатор <i>i</i> зони вимірювань (точка вимірювань)	Твердість в зоні <i>HB</i> , вимірювання №				
		1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6	7
1	ТХ1	92	111	102	110	105
2	ТУ1	155	169	169	169	169
3	ТХ2	102	98	90	100	101
4	ТХ3	151	161	167	155	157
5	ТХ4	160	168	156	158	159

Для оцінки границь витривалості матеріалів рами вагона варто зробити такі зауваження:

- чітко спостерігаються дві групи зон вимірів (із твердістю  $\approx 100 \div 110$  HB и  $\approx 150 \div 170$  HB), мабуть, що відповідають вихідному матеріалу рами й матеріалу елементів посилень;
- із спостережуваних груп для подальших розрахунків будуть узяті найбільші значення твердості<sup>2</sup>.

Таким чином, для основного матеріалу несучих конструкцій рами кузова (група матеріалів 1, ГМ1) прийняте значення твердості  $HB_o=169$ , для матеріалу елементів посилення (група матеріалів 2, ГМ2) –  $HB_y=111$ .

### 1.5.5 Вали тягових електродвигунів.

Вали тягових електродвигунів локомотивів, як магістральні, так і промислового транспорту, піддаються великим навантаженням внаслідок передачі тягового моменту від двигуна на рейку. Типовий характер їх навантаження – кручення, або кручення в поєднанні зі згином, яке з часом може призводити до руйнувань втомного характеру. Прикладом може слугувати зона зчленування візків електровоза ВЛ8 (рисунок 1.12). Але навантаження валів ТЕД мають ха-

<sup>2</sup> Передбачається, що зниження значень твердості пов'язано з деякими втратами кінетичної енергії бійка твердоміра на руйнування фрагментів мікротопології поверхні або покриттів, що мають порівняно більш низьку твердість по відношенню до основного матеріалу конструкції.



ракти навантаження досить близький до квазістатичного, де цикли навантаження повторюють тягове зусилля (рисунок 1.13).



Рисунок 1.12 – Місце наклеювання датчика зусилля в зчленуванні візків 11У2, пропорційного тяговому зусиллю при ходових міцнісних випробуваннях магістрального електровоза постійного струму ВЛ-8 за даними НДР [48].

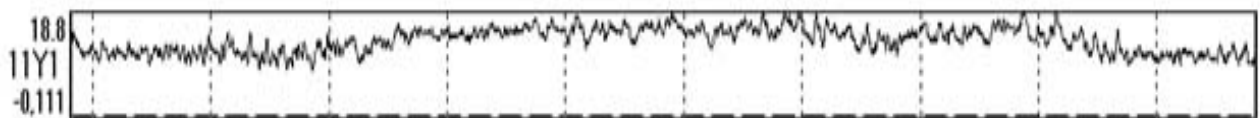


Рисунок 1.13 – Осцилограма зусилля в зчленуванні візків 11У2 (МПа), отримана при ходових випробуваннях магістрального електровоза постійного струму ВЛ-8 процес зміни динамічних складових напружень в кривій дільниці колії (ліва крива R = 600 м, швидкість руху 70 км/год.) за даними [48].

Тому злами валів ТЕД (рисунок 1.14), зафіксовані на локомотивах регіональної філії «Одеська залізниця» в період 2009-2012 рр. та наведені в таблиці 1.6 обумовлені скоріше дефектами їх матеріалу, ніж не виключно динамічними навантаженнями. На рисунку стрілкою показано гадане розташування початкової тріщини поблизу дефекту (пустоти, або неметалевого включення).

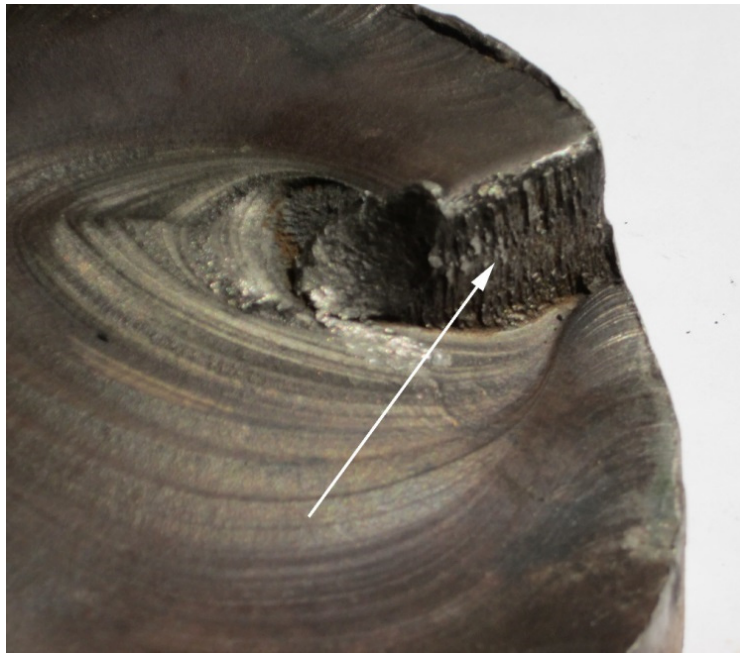


Рисунок 1.12 – Злам осі тягового двигуна (регіональна філія АТ Укрзалізниця «Одеська залізниця»).

Таблиця 1.6 – Звіт по тягових електродвигунах, які були виведені з експлуатації по зламу валів.

№ з/п	Дата зняття	Де був встановлений			Тип ТЕД	№ ТЕД	Пробіг від ПР, км	Пробіг від КР-1, км	Пробіг від КР-2, км	Пробіг від побудови ТЕД, км	Причина викочування ТЕД
1	2	3			4	5	6	7	8	9	10
2009 р.											
1	05.03.09	ВЛ-80с	1594		НБ-418	1992		355847	933838	5572824	злам хвостовика валу
2	31.03.09	ВЛ-80с	1780		НБ-418	2422	266222	933884	1946579	5339561	злам хвостовика валу
3	23.07.09	ВЛ-60 п/к	1984		НБ-412	8812	319951	631095	1704730	дублікат	злам хвостовика валу
4	30.08.09	ВЛ-80с	472		НБ-418	7768	216918	781802	1829463	4583765	злам хвостовика валу
5	06.09.09	ВЛ-40у	1290.2		НБ-418	1651	266209	2734783		3525059	злам хвостовика валу
6	30.10.09	ВЛ-80с	474		НБ-418	713	461921	954540	1318422	3863807	злам хвостовика валу
2010 р.											
7	12.02.10	ВЛ-80с	470		НБ-418	7991	177932		900800	3169970	злам валу якоря
8	05.06.10	ВЛ-80с	2386		НБ-418	5234	143196		1742959	3768788	злам валу якоря
9	13.06.10	ВЛ-80с	2388		НБ-418	5212	256775			1984307	злам валу якоря
10	15.08.10	ВЛ-80с	2388		НБ-418	8143			763715	2876289	злам валу якоря
11	04.10.10	ВЛ-80с	1618		НБ-418	3310			814994	дублікат	злам валу якоря
2011 р.											
12	25.07.11	ВЛ-80с	2536	6	НБ-418	1487/694	140136		316974	2390351	злам хвостовика валу
13	07.11.11	ВЛ-40у	1414.2	4	НБ-418	4649/1910		39410	990901	3216136	злам хвостовика валу
14	11.11.11	ВЛ-80с	2393	8	НБ-418	713/1804			68613	5248185	злам хвостовика валу
2012 р.											
15	17.01.12	ВЛ-40у	1260.1	2	НБ-418	3131/254	104831		696543	4963317	злам хвостовика валу
16	03.02.12	ВЛ-60к	622	4	НБ-412	7082/2086	109592		285679	3231130	злам хвостовика валу
17	31.03.12	ВЛ-80с	643	2	НБ-418	1133/213			92238	дублікат	злам хвостовика валу
18	09.04.12	ВЛ-80с	1775	7	НБ-418	1504/1844			375244	2993752	злам хвостовика валу
19	19.07.12	ВЛ-40у	1025.1	3	НБ-418	1549/1376	167353		1443485	4272926	злам хвостовика валу
20	26.08.12	ВЛ-80с	2366	7	НБ-418	5180/2129	203629		636750	2971597	злам хвостовика валу
21	16.09.12	ВЛ-40у	1028.1	2	НБ-418	5289/1957	251486		2821395	дублікат	злам хвостовика валу

## 1.6 Економічне обґрунтування доцільності експлуатації рухомого складу за межами призначеного терміну служби

Дані з оцінки економічного ефекту робіт з продовження строку служби тягового рухомого складу на прикладі маневрового тепловоза ТЕМ2 наведені у таблиці 1.7.

Таблиця 1.7. Дані з оцінки економічного ефекту продовження строку служби

№ пп	Показник та одиниця виміру	Тип тягового рухомого складу	
		ТЕМ2	
1	2	3	4
1.	Одиниця виміру ТРС	од.	од.
2.	При проведенні ремонту	ПРЗ	КР
5.	Вартість одиниці ТРС <sup>2</sup> , млн. грн.	3,2	3,2
6.	Строк служби нового ТРС, років	25	25
7.	Залишковий строк служби, років	5	5
3.	Витрати на оновлення ТРС		
3.1	Проведення науково – дослідних робіт, млн. грн.	0,04	
3.2	Додатковий об'єм робіт з оновлення одиниці ТРС, млн. грн. <sup>1</sup>	0,5	1,5
3.3	Всього витрат, млн. грн.	0,54	1,54
4.	Витрати, віднесені до періоду подовження строку служби 5 років, млн. грн.	$0,54 * 5 / 25 = 0.108$	$1,54 * 5 / 25 = 0.31$
8.	Прибуткова частина подовження терміну служби		
8.1	Вартість нового ТРС, віднесена до періоду подовження строку служби <sup>3</sup> , млн. грн.	$3,2 * 5 / 25 = 0.64$	$3,2 * 5 / 25 = 0,64$
8.2.	Економічний ефект продовження терміну служби одиниці ТРС ТЕМ2 на 5 років, тис. грн.	532	330
9.	Економічний ефект продовження терміну служби одиниці ТРС ТЕМ2 на рік, тис. грн.	106	66

*Примітка.*

*1 – при необхідності проведення в обсязі КР;*

*2 – за комерційною вартістю на 03.2021 р.*

*3 – вартість встановлена з урахуванням необхідності проведення ремонту КР або ПРЗ*

## Висновки по розділу 1

В розділі обговорюється проблематика рейкового рухомого складу України, з урахуванням наявності двох великих специфічних галузей його застосування – магістрального та промислового транспорту.

В розділі проведено аналіз чинної нормативної бази та наукових публікацій за темою досліджень. Аналіз розглянутих публікацій за темою дисертації дозволяє зробити висновок щодо важливості та актуальності проблем, що розглядаються в роботі.

Суттєво актуальним уявляється завдання покращення методів та процедур оцінки втомної міцності РС з урахуванням рівню та характеру ремонту та обслуговування РС МТ та ПТ.

Визначення експлуатаційної навантаженості несучих конструкцій рухомого складу теоретико-експериментальними та експериментально-теоретичними методами, у поєднанні з достовірними оцінками механічних характеристик НК РС визначає можливість його експлуатації після вичерпання призначеного строку служби.

Таким чином, завдання покращення методів оцінки міцності та ресурсу НК РС з урахуванням специфіки його експлуатації в умовах МТ або ПТ логічно може бути запропоновано наступним чином:

- виконувати всі робочі операції з подовження встановленого строку служби РС одночасно, в єдиному технологічному циклі виконання обстеження технічного стану несучих конструкцій з видачею кінцевих висновків та рекомендацій щодо подальшої експлуатації РС;
- в першу чергу визначити, а потім контролювати та оцінювати параметри екіпажної частини РС (*важливі або критичні параметри*), які можуть привести до серйозних інцидентів та аварій;
- контроль важливих параметрів НК РС повинен бути зробленим з використанням найбільш прогресивних методик та обладнання;

- методики обстеження та оцінки важливих параметрів несучих конструкцій РС мають бути науково обґрунтовані, інтуїтивно зрозумілі для виконавців та представників Власника РС.

В розділі наведено опис об'єктів дослідження, пов'язаних з вирішенням проблем, що виникли в реальних умовах експлуатації парку РС України.

Економічний ефект від подовження строку служби маневрових локомотивів із застосуванням розвинутих в дисертаційній роботі методів (на прикладі тепловоза ТЕМ2) може сягати до 100 тис. грн. на одиницю тягового рухомого складу на рік наднормативної експлуатації.

Результати, викладені в розділі, опубліковані в роботах [28, 29, 31, 88, 133, 139, 140].

## РОЗДІЛ 2 ПРИНЦИПИ ОЦІНКИ МІЦНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ РУХОМОГО СКЛАДУ

В даному розділі автором запропоновано положення методу «статистичного програвання» навантажень при оцінці ресурсу несучих конструкцій рухомого складу, що полягає в обчисленні реакції математичної моделі розрахунку границі витривалості металоконструкції на генеровану чисельно послідовність випадкових навантажень із визначеним заздалегідь характером та параметрами, положення спрощеного розрахунку конструкції з тріщиною, а також методів статистичної обробки важливих характеристик технічного стану ТРС магістрального та промислового транспорту та моторвагонного рухомого складу (МВРС), метод співставлення наробітків несучих конструкцій РС з метою подальшого розвитку методів та засобів уточненої оцінки їх повного та залишкового ресурсу.

### **2.1 Метод «статистичного програвання» в оцінці ресурсу несучої конструкції.**

Різні речі, механічні конструкції та системи оточують нас завдяки тому, що знаходяться у стабільному стані. Це означає, що сили, що діють на тіло ззовні та внутрішні сили примушують речі залишатися цілісними. Але однією з фундаментальних властивостей механічних систем є те, що вони не мають безкінечного строку існування. Руйнування механічних конструкцій відбувається внаслідок зовнішніх (наприклад, зовнішні силові впливи, агресивне середовище, корозія, кліматичні фактори) та внутрішніх (власна вага, механічні напруження) причин, хоча такий розподіл, звісно, є умовним. При цьому, механічні напруження є чисельним показником процесів, що призводять такі системи до руйнування.

**Механічне напруження** – це фізична величина, яка відображає силу взаємодії часток, що взаємодіють, в суцільному середовищі. Прийнятою в міжна-

родній системі одиниць СІ одиниця вимірювання є Паскаль (Па). Вона є похідною одиницею виміру від сили, яка в свою чергу є також похідною величиною, та площі. Тиск розміром в 1 Па дорівнює силі в 1 Н, що прикладена до площі розміром 1 м<sup>2</sup>. Також розповсюдженою мірою є позасистемна одиниця вимірювання кілограм-сила на квадратній сантиметр kgf/cm<sup>2</sup>. Значенням кілограм-сили є сила, яка надає тілу масою 1 кг прискорення вільного падіння  $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$ . Прийняте наближення 1 kgf дорівнює 10 Н, таким чином  $1 \text{ kgf/cm}^2 = 10^5 \text{ Па}$ .

Фізичним аналогом механічного напруження є тиск, власне, тиск внутрішніх шарів тіла одне на одне. Механічне напруження є векторною величиною і може бути представленим двома складовими: нормальною та дотичною напруженнями.

Навантаження розділяють на статичні та динамічні. Статичні навантаження – це такі навантаження значення яких є постійними або такими, що повільно змінюються у часі. Прикладом такого навантаження є вага самої конструкції. Динамічні навантаження – навантаження, що характеризується швидкою зміною свого значення у часі. Таким чином в конструкції виникають значні сили інерції, які не можуть бути неврахованими. Динамічними навантаженнями є співудар деталей під час виконання технологічних операцій.

Особливим випадком динамічних навантажень є *циклічні навантаження*. Такі навантаження мають усталений характер зміни навантажень, що виникають у конструкції з певною періодичністю. Циклічні навантаження тісно пов'язані з технічним станом конструкції, оскільки саме такий тип навантажень зазвичай виникає під час її функціонування. Прикладами таких процесів є навантаження на зубці шестерень під час обертання, навантаження на шатуни в двигуні внутрішнього згорання в процесі перетворення обертального руху в поступальний, навантаження на раму кузова вагону під час руху через стики рейок.

Логічним є питання: як циклічні навантаження, що виникають під час експлуатації конструкції, впливають на стан цієї самої конструкції? Підставою для відповіді є дослідження німецького вченого Августа Веллера [154] в середині XIX сторіччя стосовно повторного розтягування-стискання заліза та чаву-



ну. Результатом цієї фундаментальної роботи була поява діаграм втомної міцності, або діаграма Веллера. Для формування початкових даних, що стали основою для побудови графіку, було використано велика кількість однотипних зразків. Зразки розбивалися на групи і кожен зі зразків окремої групи циклічно навантажувався силою певного розміру. Після руйнування зразка результати випробувань заносилися до графіку залежності кількості виконаних циклів навантаження, що привели до руйнації зразка, від ступеню механічного напруження в матеріалі. Схематичний графік на рисунку 2.1.

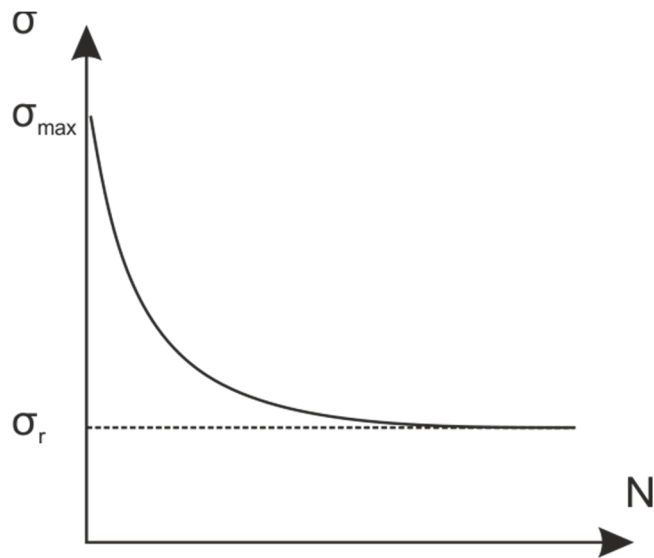


Рисунок 2.1 – Крива втомної витривалості

Кожний вид матеріалу руйнується після певного навантаження, яке спричиняє максимальне напруження  $\sigma_{\max}$ , за якою тіло руйнується після першого циклу. Падіння рівню механічного напруження в тілі супроводжується збільшенням кількості циклів навантажень, яке тіло може перенести без руйнування. З подальшим зменшенням механічного напруження ми стикаємося з таким значенням  $\sigma_r$ , за яким тіло може зберігати свою цілісність. Таке значення напруження називається межа витривалості. Як правило, якщо тіло витримує  $10^7$  циклів навантаження, яке зветься базою навантаження та позначається  $N_{-1}$ , напруження, яке виникає під навантаженням, менше або дорівнює межі витривалості  $\sigma_{-1}$ . Вказані параметри визначаються при проведенні випробувань матеріалів або конструкцій на втому.

Результати випробувань на втому стандартних зразків (рисунок 2.2), фрагментів або конструкцій представляються у вигляді кривих втоми, які мають залежність  $N = f(\sigma_a)$ , де:  $\sigma_a$  - амплітуда напруження циклу;  $N$  - кількість циклів до руйнування, якщо амплітуда циклу має значення  $\sigma_a$  при фіксованому середньому напруженні циклу  $\sigma_m$  (або фіксованому коефіцієнті асиметрії циклу  $R$ ). Змінні величини  $\sigma_m$  і  $R$  зв'язані між собою співвідношенням діаграми граничних амплітуд - діаграми Хейга (Haigh). Вона будується [3] в координатах: «середнє напруження циклу  $\sigma_m$  - амплітуда циклу  $\sigma_a$ ». При цьому для побудови діаграми Хейга необхідно провести випробування на втому, як мінімум, для трьох режимів: 1 - симетричний цикл навантаження ( $R=-1$ ,  $\sigma_a=\sigma_{-1}$ ,  $\sigma_m=0$ ); 2 - віднульовий цикл ( $R=0$ ,  $\sigma_a=\sigma_m=\sigma_0/2$ ); 3 - статичне розтягання ( $R=1$ ,  $\sigma_a=0$ ,  $\sigma_m=\sigma_B$ ).

$$\sigma_m = \frac{\sigma_a(1+R)}{(1-R)}, \quad (2.1)$$

тобто математично їх зв'язок можна звести до однієї перемінної.

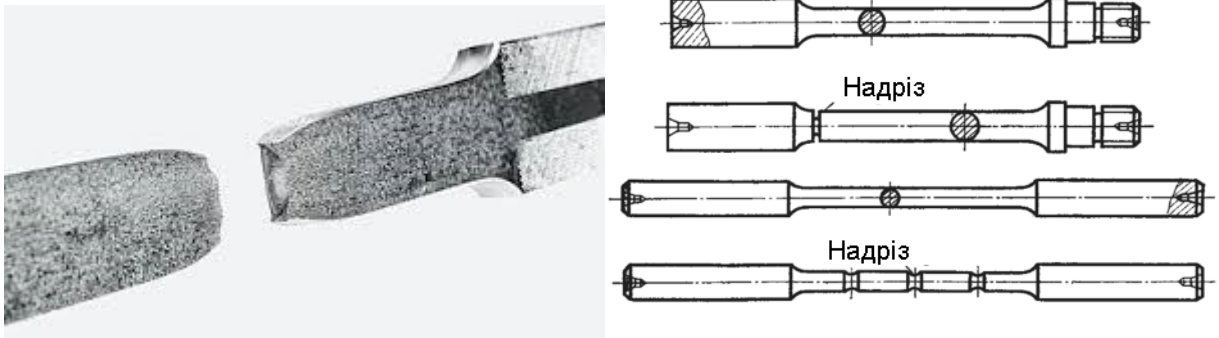


Рисунок 2.2 – Стандартні зразки матеріалу для випробувань на втому.

У системах трьох координат  $\sigma_a$ ,  $N$ ,  $\sigma_m$  (або  $R$ ) сімейство кривих втоми можна представляти у вигляді поверхні втоми.

Для уточненої оцінки ресурсу НК РС в роботі використовується класична степенева модель (крива витривалості Велера [154]):

$$\sigma^m N = D = const \quad (2.2)$$

де:  $D$ - сумарна міра наробітку НК до переходу в граничний стан , що залежить від кількості циклів динамічних напружень у НК і їх амплітуд;  $\sigma$  – амплітуда циклів навантаження,  $N$  – кількість циклів від початку навантаження до початку руйнування при напруженні  $\sigma$ ,  $m$  показник степені кривої Велера ( $m=4\div 5$  для конструкції).

Найбільш практична й, одночасно, досить достовірна розрахункова оцінка показника  $m$  дається в «Нормах расчета вагонов...» [85]:

$$m = \frac{16}{K_\sigma} \quad (2.3)$$

В формулі (2.3)  $K_\sigma$  - так званий, коефіцієнт зниження границі витривалості (в роботі [101] називається ефективним коефіцієнтом концентрації напружень), що враховує концентрацію напружень у точці несучої конструкції («Нормы расчета...» [84] або [87])

Приймемо, що розподіл напружень у конструкції підкоряється нормальному закону розподілу його параметрів (оцінка середнього значення  $M(\sigma)$  та їх СКВ  $S(\sigma)$ ) оцінені при проведенні вібраційних стендових або динамічних міцнісних випробувань, достовірні в статистичному плані (підрозділ 3.3).

У степеневу модель (2.2) уведемо величину границі витривалості  $\sigma_{-1}$  у явному виді [108]. Будемо вважати, що напруження в конструкції мають межу знизу, нижче якого конструкція не ламається протягом усього терміну служби. Розрахункові із представлені нижче

$$N = \begin{cases} N_{-1}(\sigma_{-1}/\sigma)^m & \text{при } 0 < \sigma \leq \sigma_{-1}; \\ \infty & \text{при } \sigma < \sigma_{-1} \end{cases} \quad (2.4)$$

У виразі (2.4):  $N$  - кількість циклів навантаження до початку руйнування (появи видимої тріщини) з амплітудою  $\sigma$ ;  $N_{-1}$  - кількість циклів навантаження, що відповідає навантаження з амплітудою  $\sigma_{-1}$  (приймається рівним, так званий "базі випробувань"  $N_{-1} = 10^7 \sim 10^8$  циклів);  $\sigma_{-1}$  - границя витривалості на базі випробувань.

Використовуючи принцип зниження границі витривалості [61], прийmemo наступне:

1. Повна міра наробітку від початку навантаження до початку руйнування  $S$  у формулі (2.2) є постійною величиною, що не залежить від порядку прикладання, тривалості дії й величин амплітуд циклів діючих навантажень;
2. Абсциса точки обмеження  $N_{-1}$  кривої витривалості являється постійною величиною;
3. Для показника степені показника ступеня кривої витривалості  $m$  не притаманна мінливість;
4. Процеси навантаження деталі (або конструкції) у процесі роботи конструкції мають випадковий характер, що допускає прийняття лінійної гіпотези нагромадження втомних ушкоджень [15].

Міра напрацювання  $D$  (рівняння 2.2) залежить від трьох параметрів:

- руйнуючого напруження  $\sigma$ ;
- показника степені кривої витривалості  $m$ ;
- кількість циклів навантаження.

Міра напрацювання може зменшуватися за рахунок зміни кожного із цих трьох параметрів, однак, дотримуючись [15], будемо вважати, що зменшення залишкового наробітку  $D_r$  до початку руйнування відбувається за рахунок зменшення границі витривалості  $\sigma_{-1}$ :

$$\sigma_{-1} = \sqrt[m]{\frac{D_r}{n}} \quad (2.5)$$

$$D_r = D - n\sigma^m \quad (2.6)$$

У виразі (2.4):  $D$  - повна міра наробітку від початку навантаження до початку руйнування;  $D_r$  - міра наробітку від сучасний момент до початку руйнування  $n$  - кількість циклів навантаження до поточного моменту;  $\sigma_{-1}$  - поточне значення границі витривалості

Модель витривалості в її загальному вигляді (2.2) не містить вказівок способу зміни величин або характеру зміни параметрів, які характеризують міру наробітку  $D$ .

У процесі навантаження положення кривої витривалості змінюється шляхом її наближення до осі ординат (напружень). Ефекти, пов'язані з відновленням циклічної міцності можуть тільки збільшувати сумарний наробіток конструкції до руйнування й тому тут не розглядаються.

З урахуванням (2.2), виражена в дискретній формі міра наробітку конструкції  $D$  за певний кінцевий період навантаження, представляється як

$$D = \sum_{i=1}^k \sigma_i^m n_i \quad (2.7)$$

де  $k$  - кількість інтервалів (розрядів) напруження;  $\sigma_i$  - величина напруження (симетричного циклу)  $i$ -го розряду;  $m$  - показник степені кривої витривалості;  $n_i$  - кількість циклів коливань з напруженням  $\sigma_i$  на обраному проміжку часу.

У роботі [28] запропонований підхід, що поєднує переваги степеневі апроксимації кривої витривалості з деякими положеннями гіпотези Генрі - Колесина [61]. Передбачається, що вичерпання наробітку відбувається за рахунок зниження границі витривалості  $\sigma_{-1}$  при незмінній величині  $N_{-1}$ , що відповідає переміщенню кривої витривалості з її початкового, на початку навантаження, положення.

Розглянемо більш докладно дану модель, перш ніж вести в неї наступні уточнення. Запишемо додаткове співвідношення, що обмежить знизу криву витривалості (2.7):

$$D = \sum_i^k \sigma_i^m n_i = \sigma_{-1}^m N_{-1}, \quad (2.8)$$

де  $k$  - максимальний номер інтервалу напружень, такий що  $\sigma_k$  - максимальне напруження в конструкції;  $\sigma_i$  - амплітуди розподілу напружень, котрі мали місце за весь період функціонування конструкції;  $n_i$  - кількість циклів напружень  $\sigma_i$  за весь період функціонування конструкції до руйнування.

Керуючись співвідношенням (2.6), запишемо для деякого моменту часу  $t$  рівняння, які характеризують розділення частин міри наробітку  $D$  на накопичену на даний момент часу і ту, що залишилася до руйнування.

$$D - \sum_i^k \sigma_i^m n_i(t) = \sigma_{-1}^m(t) N_{-1}, \text{ де } \sigma_i > \sigma_{-1}(t). \quad (2.9)$$

Змінні у виразі (2.9) наступні:  $n_i(t)$  - кількість циклів напружень з амплітудою  $\sigma_i$  від початку роботи конструкції до моменту часу  $t$ .

З урахуванням формального визначення границі витривалості, у кожний момент часу у виразі (2.9) враховуються напруження, які перевищують його поточне значення  $\sigma_{-1}(t)$ .

Для моменту часу навантаження конструкції  $t + \Delta t$  отримаємо

$$D - \sum_i^k \sigma_i^m n_i(t + \Delta t) = \sigma_{-1}^m(t + \Delta t) N_{-1}, \text{ де } \sigma_i > \sigma_{-1}(t + \Delta t). \quad (2.10)$$

Приймемо, що в наслідку невеликого розміру періоду часу  $\Delta t$  границя витривалості не змінюється, тобто  $\Delta \sigma_{-1} = \sigma_{-1}(t + \Delta t)$ . Вирахуємо (2.10) з (2.9):

$$\sigma_{-1}^m(t + \Delta t) - \sigma_{-1}^m(t) + \frac{1}{N_{-1}} \sum_i^k \sigma_i^m n_i(\Delta t) = 0, \text{ де } \sigma_i > \sigma_{-1}(t), \quad (2.11)$$

$$\sigma_{-1} \left( t + \frac{1}{f} \right) = \sqrt[m]{\sigma_{-1}^m(t) - \frac{\sigma_{mek}^m(t)}{N_{-1}}}, \text{ де } \sigma_{mek} > \sigma_{-1}(t) \quad (2.12)$$

Тут  $f$  – сумарна кількість коливань за одиницю часу:

$$f = \sum_1^k n_k, \quad (2.13)$$

Рівняння (2.12) може бути безпосередньо використане для оцінки ресурсу конструкції, як моменту зменшення до нуля межі її витривалості.

Для використання рівняння (2.12) потрібно знати наступні параметри:

- розподіл амплітуд напружень у конструкції, задане як розподіл амплітуд напружень  $\sigma_i, i=1, k$  та кількості  $n_i$  за деяку одиницю часу  $\Delta t$ ;
- початкове (при будівлі або на момент проведення робіт із продовження терміну служби) значення границі витривалості  $\sigma_{-1}(0)$ ;
- показник ступеня кривої витривалості  $m$ .

Процедура використання рівняння (2.10) може бути спрощена, якщо прийняти, що напруги в конструкції можна описати за допомогою нормального

закону розподілу. Тоді, замість розподілу амплітуд напружень досить знати єдину величину: середньоквадратичне (або стандартне) відхилення процесу навантаження  $S$ .

Також, дану величину можливо оцінити, знаючи коефіцієнт запасу витривалості (див. «Нормы...» [84] або [87]). Коефіцієнт запасу, згідно «Нормам расчета...» визначаються як:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_v + \psi\sigma_m}, \quad (2.14)$$

при цьому зазначений коефіцієнт повинен бути не нижче значення  $[n]=2$ .

В формулі (2.14)  $\sigma_v = \bar{\sigma}_v + 2S_a$ , - найбільша амплітуда напружень з імовірністю 0,95, де  $\bar{\sigma}_v$  - середнє значення амплітуди змінних напружень, а  $S_a$  - середньоквадратичне відхилення амплітуд від відповідної середньої величини,  $\sigma_m$  - середнє значення циклу напружень, що визначається, як  $\sigma_m = \sigma_{ст} + \sigma_f$ , де  $\sigma_{ст}$  - статична величина напружень від дії сил ваги, що виникають в точках НК;  $\sigma_f$  – напруження від сил тяги або гальмування;  $\psi$  - коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії змінного навантаження.

Величини  $\sigma_m, \sigma_v$  і  $K_{\sigma}$  можна визначати розрахунковим шляхом, маючи довідкові дані про їхні припустимі значення й параметри матеріалу, з якого виготовлена конструкція.

Будемо вважати, що цикли напружень у рівнянні (2.14) заздалегідь приведені до симетричного циклу. Тоді  $\sigma_m=0$ ,  $\bar{\sigma}_v=0$ . Рівняння (2.14) при цьому буде мати вигляд

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{2 \cdot K_{\sigma} S_a + \psi \cdot 0} = \frac{\sigma_{-1D}}{2 S_a} \quad (2.15)$$

В рівнянні (2.12)  $\sigma_{-1D}$  - границя витривалості конструкції:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}} \quad (2.16)$$

Тоді, задавшись розрахунковим значенням  $\sigma_{-1D}$  за довідковим значенням необхідних параметрів [84, 87] можна визначити відповідно заданому коефіцієнту запасу середньоквадратичне відхилення  $S_a$ :

$$S_a = \frac{\sigma_{-1D}}{2 \cdot n}. \quad (2.17)$$

Пара значень  $\sigma_{-1D}$  і  $S_a$  може бути використана для завдання початкових умов і рішення рівняння (2.12).

Коефіцієнт концентрації напружень, необхідний для завдання значення границі витривалості конструкції  $\sigma_{-1D}$  згідно Нормам... [84, 87] складає

$$K_\sigma = \frac{K_1 K_2}{\gamma m} \beta_K, \quad (2.18)$$

де  $K_\sigma$  – коефіцієнт концентрації напружень;  $K_1$  – коефіцієнт, що враховує вплив неоднорідності матеріалу деталі. Для прокату, кування й штампування  $K_1=1.1$ ; для лиття  $K_1=1.2-1.3$ ;  $K_2$  – коефіцієнт, що враховує вплив внутрішніх напружень у деталі. Величина його залежить від поперечних розмірів деталі: до 250 мм;  $K_2=1.0$ ; від 250 до 1000 мм  $K_2 = 1,0-1,2$ . У цьому інтервалі величина коефіцієнта змінюється пропорційно розміру деталі;  $m$  – коефіцієнт, що враховує стан поверхні деталі.

Залежно від чистоти обробки величина  $m$  приймається:

- полірована поверхня - 1.0;
- верстатна обробка чиста - 0.9;
- верстатна обробка груба - 0.85-0.8;
- поверхня з окалиною - 0.8-0.65;
- сталеве лиття після піскоструминної обробки — 0.8-0.75.

Коефіцієнт  $\gamma$ , що враховує вплив фактору розміру, вибирається залежно від розміру деталі відповідно до кривої, наведеної на рисунку 2.3. Зважаючи на те, що відповідно до роботи [101] вплив фактору розміру зводиться до ймовірності знаходження в об'ємі зразка більшої кількості дефектів, ніж у малому зразку, або навіть до похибок методик дослідження, цей фактор не враховується через наступні причини:

- при визначенні ефективних коефіцієнтів концентрації при проведенні випробувань на циклічне навантаження випробовувалися натурні зразки бічних балок, тому фактор розміру автоматично враховувався при даних випробуваннях;



- сам перетин є порожнистим з товщиною елементів до одного дюйма, тому говорити про будь-яку залежність влучення більшої кількості дефектів у перетин залежно від його розмірів помилково.

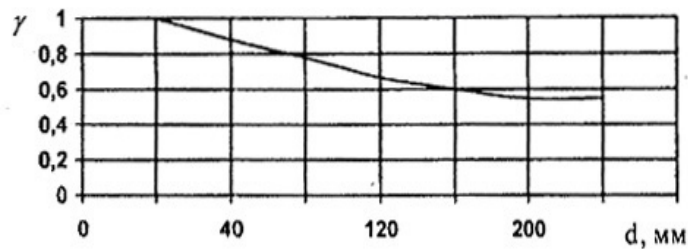


Рисунок 2.3 – Залежність коефіцієнта  $\gamma$  від розмірів поперечного перерізу

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень  $\beta_k$  у вузлах складного обрису, концентрація напружень у які визначається тільки їхньою геометрією.

Щодо припущення нормального розподілу амплітуд циклів навантаження несучої конструкції, необхідно відзначити наступне. У методі «статистичного програвання» дії на конструкцію факторів силового впливу використовується гіпотеза нормального характеру розподілу амплітуд циклів коливань напружень, тому необхідно зробити деякі роз'яснення із цього приводу

Реальні закони розподілів амплітуд напружень, зафіксовані при проведенні динамічних міцнісних випробувань (наприклад, випробування чотиривісних вагонів, переустаткованих з вантажних рефрижераторних, які експлуатується власником – «НК Қазақстан темір жолы», КТЖ) досить далекі від форм розподілу Гауса з однаковою дисперсією (рисунок 2.4).

Як можна бачити із графіка, підйом імовірностей амплітуд малого рівня, мабуть, пов'язаний із зашумленістю процесів, переходить в амплітуди більших рівнів, які саме й впливають на накопичення втомних ушкоджень, що йде в запас надійності розрахунку, на відміну від моделі витривалості, установлені в «Нормах...» [84, 87].

Як видно з рисунка 2.4, (і це загальна тенденція), в області більших амплітуд навантажень, імовірність їхньої появи відповідно до теоретичного закону або перевищує експериментальний розподіл, або досить добре з ним погодить-

ся, що в остаточному підсумку робить припущення про нормальність процесів в обмеженому сенсі (область більших амплітуд) обґрунтованим.

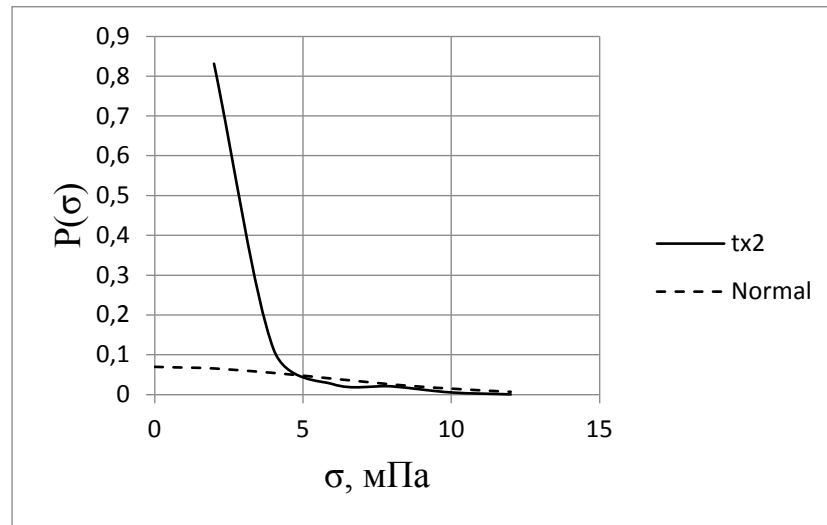


Рисунок 2.4 – Порівняння характеру експериментального й теоретичного розподілів максимальних значень динамічних напружень у рамі вагона (Датчик tx2 розташований на бічній балці рами кузова вагона за шворневою балкою, нижня полиця бічного швелера) .

Блок-схема процесу «статистичного програвання» для оцінки ресурсу несучої конструкції виглядає наступним чином:

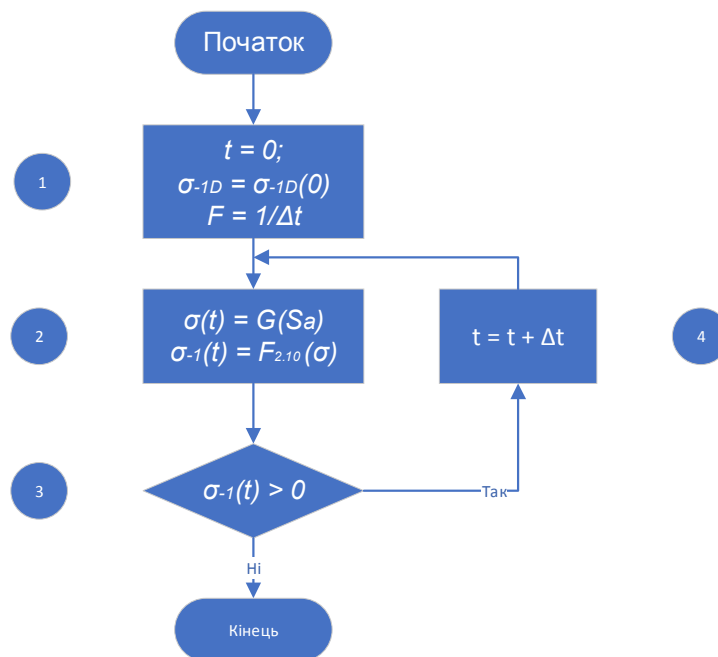


Рисунок 2.5 – Блок-схема процедури визначення ресурсу несучої конструкції методом «статистичного програвання»

Виконується процедура в наступний спосіб. Після завдання в блоці 1 початкових значень змінних у блоці 2 генерується чергове значення нормальне розподіленої випадкової величини  $G(S_a)$  зі середньоквадратичним відхиленням  $S_a$  і нараховується поточне значення границі витривалості  $\sigma_{-1}(t)$  відповідно до нелінійної залежності (2.10). Потім виконується перевірка (блок 3) на перевищення поточного значення границі витривалості над нулем. Якщо  $\sigma_{-1}(t) > 0$ , те цикл повторюється для наступного інтервалу часу, інакше процес завершується, а відповідний поточний час визначає величину ресурсу.

## **2.2 Спрощений розрахунок міцності несучої конструкції з ймовірною недосконалістю**

### **2.2.1 Фізико-математичний апарат спрощеного розрахунку міцності конструкції з ймовірною недосконалістю.**

При наявності макроскопічних недосконалостей типу пор в припустимих з точки зору безпечної експлуатації рухомого складу металоконструкціях, можна розглядати варіант її продовження в режимі *зменшеного навантаження*, яке не призводить до інтенсивного зростання тріщин. Оцінюючи поведінку несучих конструкцій при дії на них змінного навантаження слід звернути увагу на поведінку макроскопічних тріщин від моменту їх появи до втрати НК несучої здатності.

Походження недосконалості в металах має фізичну основу, яка пов'язана з його поведінкою на субмікроскопічному рівні структури матеріалу, де усі метали мають монокристалічну структуру, але з деякою недосконалістю у вигляді *вакансій, дислокацій та несуцільностей або внутрішніх тріщин* [35, 75, 138].

Механізм появи та розвитку мікротріщин, за уявленням сучасного матеріалознавства, наступні [75, 138].

В полі механічних напружень, ініційованих статичними та динамічними навантаженнями, дислокації можуть взаємодіяти і пересуватися. Найбільш ві-

рогідним рухом дислокацій є зрушення або ковзання кристалічних шарів один відносно одного, найбільша чутливість до навантаження виявляється при цьому під кутом  $45^\circ$  до напрямку дії навантаження.

Під час цього процесу, лінії дислокацій обов'язково рухатимуться до поверхні кристалітів металу, де їх можна побачити як мікроскопічні смужки, тобто смуги ковзання, ці канавки діють як центри зародження мікротріщин що поширюються уздовж міжкристалітних границь. Ці мікротріщини найбільш чутливі до компонент напружень, спрямованих під кутом  $90^\circ$  до поверхні тріщини. Під дією циклічних навантажень вони ростимуть стрибкоподібно.

Розглянемо невелику пласку тріщину, яка йде з поверхні. Розподіл місцевого напруження можна описати в локальній системі координат, де осі  $x$  і  $z$  перпендикулярні лінії фронту тріщини, як це показано на рисунку 2.6.

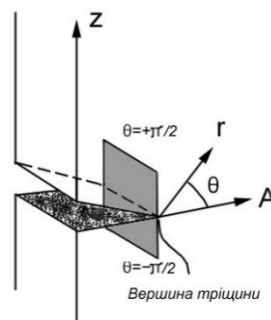


Рисунок 2.6 – Координати, що описують залежність між локальними деформаціями і напруженнями у фронті вершини тріщини

Виражаючи лінійне рівняння зв'язку деформацій і напружень в полярних координатах  $(r, \theta)$  і допускаючи, що ці змінні незалежні, компоненти локального напруження можна записати [138] як

$$\sigma_{ij} = R(r)\theta_{ij}(\theta) \quad (2.19)$$

На поверхнях, положення яких визначається  $\theta = \pm\pi/2$  відносно напрямку зростання тріщини, як нормальні напруження, так і дотичні мають дорівнювати нулю. Функція, що описує напруження і задовольняє цю вимогу, повинна мати вигляд в радіальних координатах

$$R(r) = r^{\frac{n}{2}-1} \quad (2.20)$$

де  $n$  – величина, рівна нулю або цілому числу. Реальним значенням буде  $n=1$ , котре дає сингулярність у фронті тріщини з порядком  $-1/2$ .

Для цього значення компоненти напружень можна записати у вигляді

$$\sigma_{ij} = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} \Theta_{ij}(\theta) \quad (2.21)$$

тут  $\sqrt{2\pi}$  – нормуючий множник, введений для зручності. Коефіцієнтом  $K$ , загальним для усіх компонент напруження, означають інтенсивність напружень. Він залежить від форми тріщини і орієнтації тензора номінального напруження і пропорційний переважаючій компоненті номінального напруження, що позначається як  $\sigma_\infty$ .

У деяких особливих випадках, інтенсивність напружень  $K$  може бути виведена аналітично за допомогою інтегрування комплексної функції. Для довгої плоскої тріщини в металевій пластині завдовжки  $2x$ , перпендикулярною подовжньому напруженню, компоненти місцевого напруження складатимуть

$$\sigma_{ij} = \sqrt{\frac{\chi}{2r}} \sigma_\infty \Theta_{ij}(\theta); \quad (2.22)$$

$$K = \sqrt{\pi\chi} \sigma_\infty. \quad (2.23)$$

Тоді, навіть якщо номінальні напруження  $\sigma_\infty$  малі, компоненти місцевого напруження  $\sigma_{ij}$  у фронті тріщини при  $r=0$  можуть бути надзвичайно високими. Вони можуть бути навіть вище, ніж міцність матеріалу на розрив. Напруження в напрямку від фронту тріщини мають гіперболічний характер (рівняння 2.21, 2.22) з показником ступені  $-0,5$ .

Ця неоднорідність в полі напружень може привести до руйнування матеріалу в дуже малій області біля вершини тріщини і, отже, збільшити цю тріщину. Проте якщо напруження достатньо мале, неоднорідність буде зведена нанівець, коли фронт тріщини збільшується на відстань, порівнянну з розміром зерна [138].

Реальна будова металів значно відрізняється від ідеальної [77]. При ідеальній будові кристалів металів усі атоми теоретично мають знаходитися строго

у вузлах кристалічної решітки. Теоретична міцність такого металу надзвичайно висока. Так, теоретична міцність при зрушенні (під дією дотичного напруження)  $t_{zp} = G/(2p)$ , де  $G$  - модуль зсуву (модуль Юнга). Відповідно до цієї формули теоретична границя міцності заліза має складати приблизно 13 ГПа.

Реальна міцність заліза приблизно в 100 разів менше - 150 МПа. Така невідповідність пояснюється відмінністю ідеальної і реальної будови металів.

Технічні метали складаються з великої кількості кристалів (зерен), тобто є *полікристалічними речовинами*. При цьому кристали (зерна) в реальному металі не мають правильної форми і ідеально впорядкованого розташування атомів. Та навіть в самих полікристалах є різного роду недосконалості (дефекти). Розрізняють точкову, лінійну і поверхневу недосконалість кристалічної будови. Точкові дефекти впливають на деякі немеханічні властивості (електропровідність, магнітні властивості і так далі) і фазові перетворення в металах і сплавах.

Лінійні дефекти мають малі розміри в двох вимірах і велику протяжність в третьому вимірі. Ці недосконалості називається дислокаціями. *Дислокації* утворюються в процесі кристалізації і головним чином при деформації металу. Наявність дислокацій головним чином і визначає міцність металів. Оскільки пластична деформація полегшується за рахунок ковзання дислокацій, підвищення міцності може бути досягнуте або отриманням металу ідеальної будови, або за рахунок створення перешкод на шляху руху дислокацій. Перешкодами можуть служити інші дислокації, атоми домішок, межі зерен, тобто, дефекти будови кристалічної решітки (рисунок 2.7а).

Міцність, близьку до теоретичної, мають дуже тонкі бездислокаційні кристали. Збільшити міцність вдається за рахунок підвищення щільності дефектів за допомогою різних механізмів зміцнення (наклепу, дисперсійного твердіння та ін.).

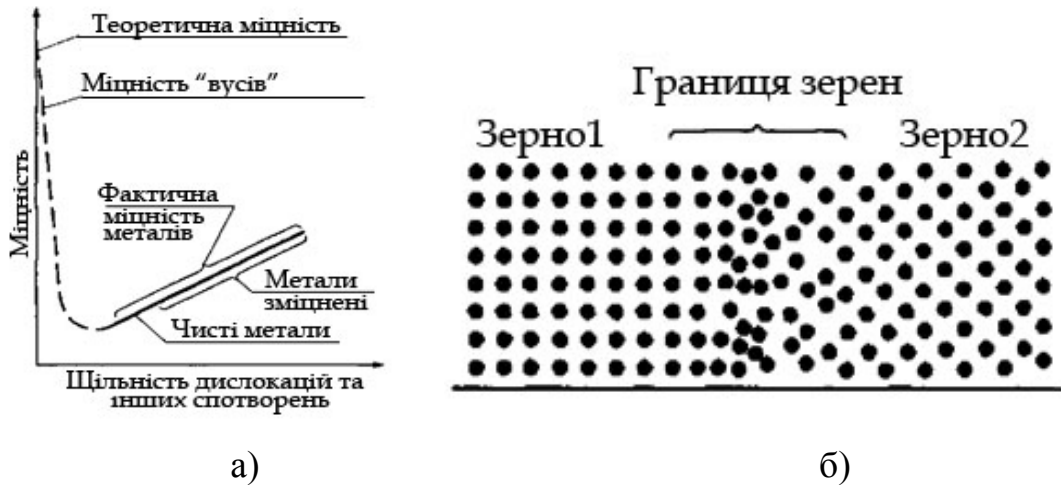


Рисунок. 2.7 – Залежність міцності металу від спотворень кристалічної решітки.

Границя між зернами є перехідною областю шириною до 10 міжатомних відстаней, в якій грати одного зерна, що має певну кристалографічну орієнтацію, переходять в грати іншого зерна з іншою кристалографічною орієнтацією. Перехідний шар має складну будову: в нім порушено правильне розташування атомів, підвищена концентрація домішок, є скупчення дислокацій. Тому розвиток мікротріщин найчастіше починається з міжзернових границь. Очевидно, процеси зросту або гальмування мікротріщини припустимо пов'язати з статистичним розташуванням фронту тріщини відносно поля границь зерен і частку такого стану в загальній його довжині.

Тому, враховуючи велику міцність зерен (кристалітів) у порівнянні з міжкристалічними границями, буде достатньо коректним прийняти, що *напруження, які перевищують припустимі рівні, можуть діяти на відстані від фронту тріщини, яка не перевищує середнього розміру зерна металу.*

### 2.2.2 Вибір розрахункових математичних моделей для оцінки напружень при вістрі недосконалості.

Розрахунок на міцність конструкції з недосконалостями є однією з актуальних задач механіки руйнування. Особливо важливою така задача являється в галузі залізничного транспорту, тому що не забезпечення безпеки руху поїздів

може призвести до масштабних аварій. Опір навантаженню конструкцій з тріщинами суттєво залежить від того, як розраховуються напруження поблизу вістря тріщини. Згідно теоретичним дослідженням, напруження при фронті тріщини наближаються до нескінченності. Таким чином, важливим є правильний вибір розрахункових схем для адекватного їх розрахунку.

З цією метою було розглянуто чотири основних та одну додаткову розрахункові моделі при згині консольно закріпленої балки (рисунк 2.8).

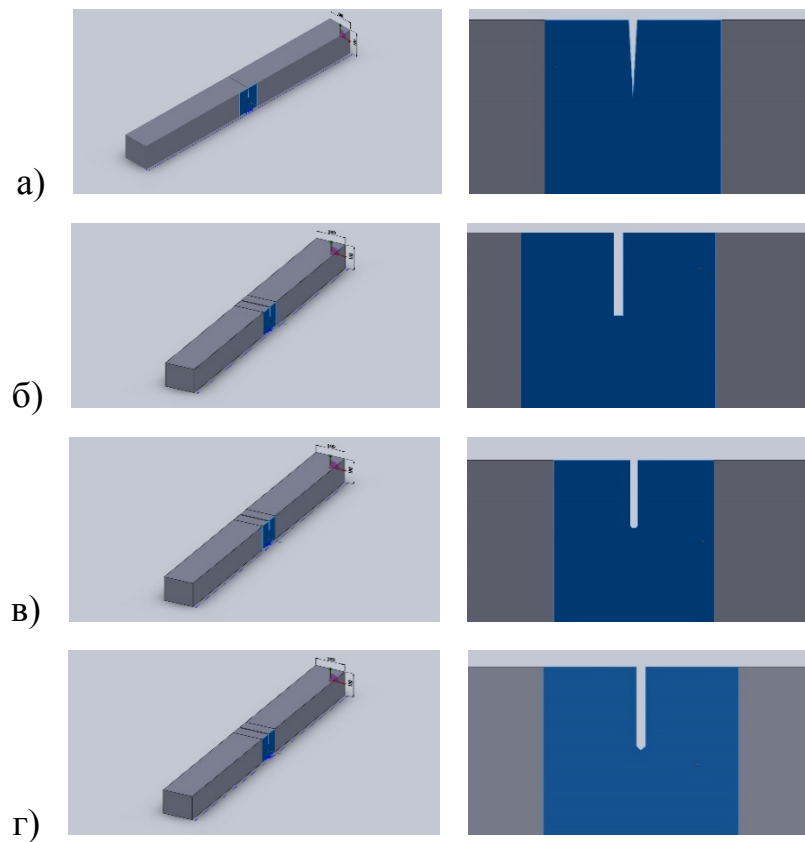


Рисунок 2.8 – Розрахункові моделі бруса з різним моделюванням вістря тріщини. На рисунку: а) - тріщина у вигляді трикутної призми -  $t_1$ ; б) - фронт тріщини у вигляді напівциліндра  $t_2$ ; в) - тріщина у вигляді паралелепіпеда  $t_3$ ; г) – фронт тріщини у вигляді призми  $t_4$ ;

На рисунку 2.9 показано розрахункову модель, в якій змінено місця закріплення, яке тепер розташовується в перерізі з виточкою та місце прикладання зусилля.

Нижче на рисунку 2.10 наведено результати моделювання напружено деформованого стану прямокутного бруса при згині із різними засобами моделювання фронту тріщини.



Напруження в зоні фронту тріщини як функції від відстані від вістря тріщини (в площині поперечного перерізу, відстань  $\geq 2.5$  мм) та величини критерії достовірності наведено в таблиці 2.1.

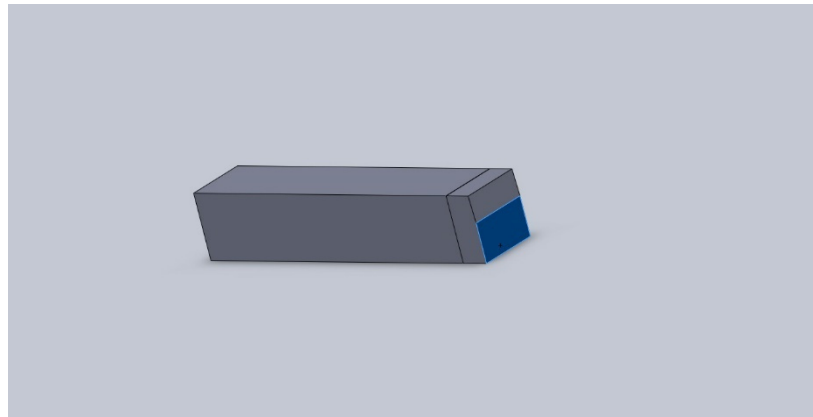


Рисунок 2.9 – Розрахункова модель  $t_z$  бруса із закріпленням в перерізі з імітацією тріщини  $t_I$ .

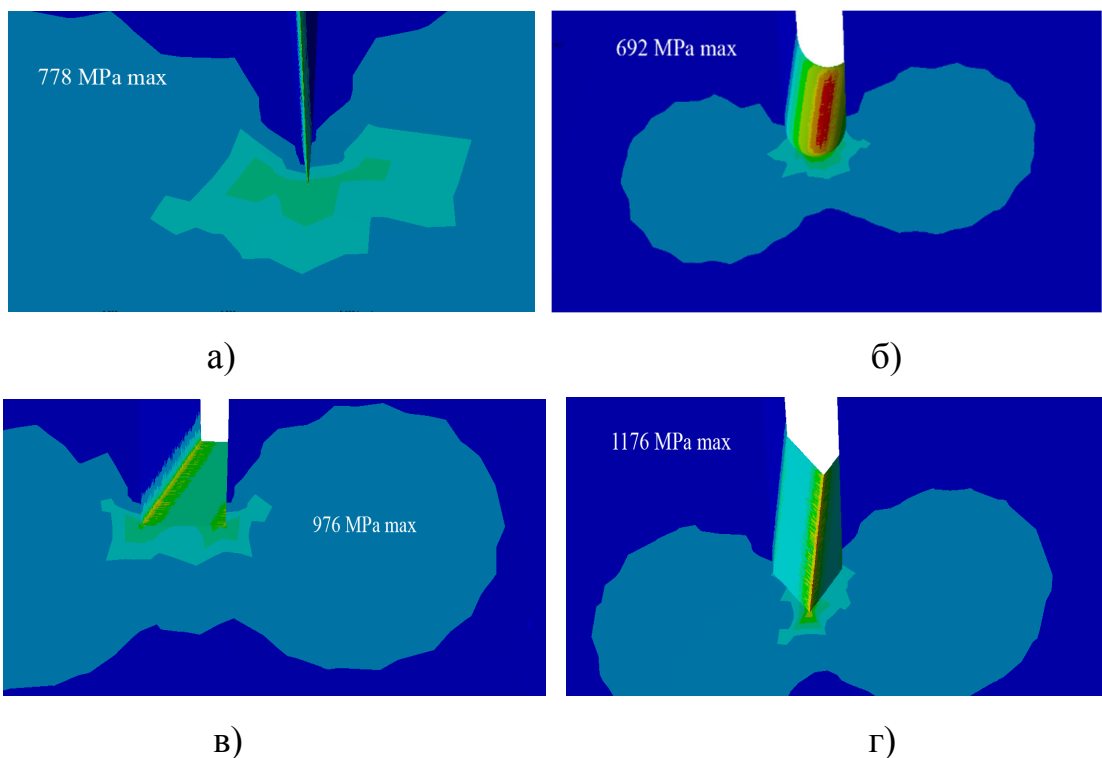



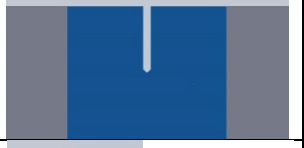



Рисунок 2.10 – Напружений стан бруса з різними засобами моделювання вістря тріщини. (Див. пояснення до рисунку 2.8).

Слід було б очікувати, що найближчим до теоретичного значення являється модель на рисунку 2.10а, але за результатами розрахунків підтверджується, що достатньо прийнятні результати отримані для декількох моделей (рисунок 2.10 а,б,г , типи моделей  $t_1, t_2, t_4$ , а також див. таблицю 2.1).

Таблиця 2.1 – Функції трендів напружень в площині **0** поперечного перерізу та критерії узгодження при різних видах моделювання тріщини

№ з/п	Вид моделі тріщини	Рівняння тренду	Значення критерію узгодження $R^2$	Тип фронту тріщини
1	$t_1$	$\sigma(x) = 207.38x^{-0.655}$	0.9952	
2	$t_2$	$\sigma(x) = 303.95x^{-0.79}$	0.9897	
3	$t_3$	$\sigma(x) = 221.33x^{-0.671}$	0.9956	
4	$t_4$	$\sigma(x) = 201.24x^{-0.639}$	0.9936	
5	$t_z^*$	$\sigma(x) = 258x^{-0.828}$	0.9826	

\* примітка: застосування способу фіктивного закріплення площини тріщини;

Для вирішення даної проблеми в роботі пропонується застосувати метод перерізів з теорії опору матеріалів [29].

При цьому можна застосувати підхід, сутність якого полягає фіктивному закріпленні площини тріщини:

- конструкція умовно перетинається по перерізу, який містить тріщину і в площині її локалізації;
- частина перерізу з цілим матеріалом замінюється закріпленням її переміщень таким чином, аби віддала від тріщини його напружено-деформований стан був близьким до напружень в цілій конструкції.

Як показали розрахунки (рисунок 2.11 та таблиця 2.1), даний підхід дозволяє отримати розподіл напружень в зоні фронту тріщини, задовільно близький до теоретичного, тобто, гіперболи з показником степеню  $-1/2$ .

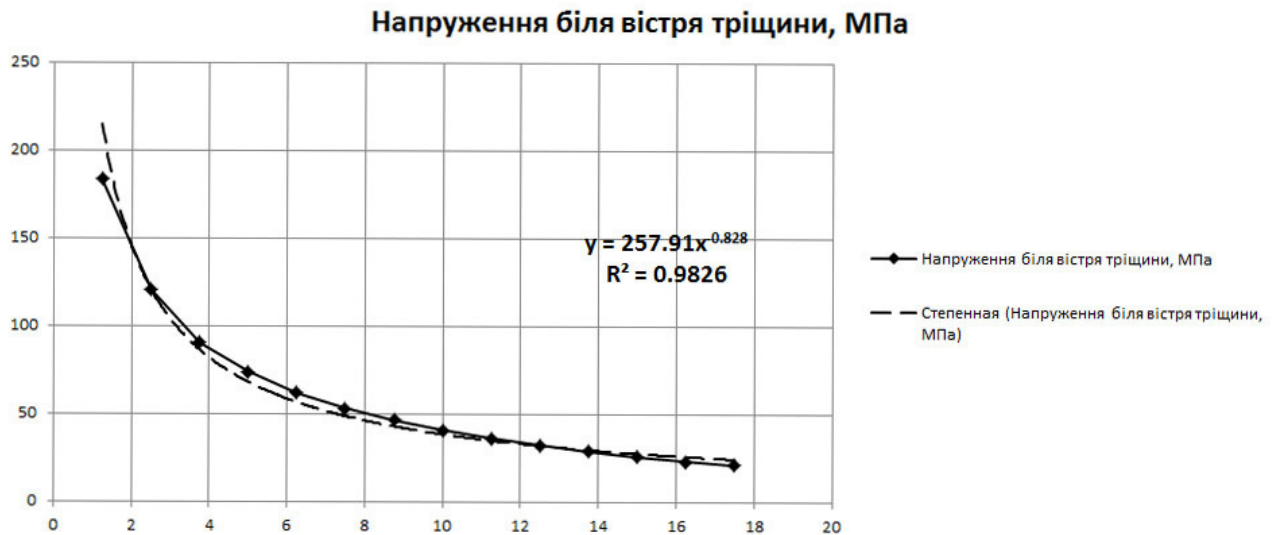


Рисунок 2.11. Апроксимація напружень в брусі з фіктивним закріпленням площини тріщини.

Таким чином, спосіб фіктивного закріплення площини тріщини в конструкції може бути застосований до розрахунку напружень в області тріщини в конструкції, наряду з кількома іншими способами її моделювання.

### 2.3 Особливості статистичного оцінювання міри рівномірної корозії конструкцій ТРС промислового транспорту.

Загальновідомо, що рівномірна корозія основних несучих конструкцій (НК) РС відноситься до важливого параметру механічних конструкцій, оскільки вона зменшує реальну товщину несучих частин, отже знижує несучу здатність і ресурс металоконструкцій.

Статистичні дані для аналізу товщини основних НК локомотивів промислового транспорту було отримано в ході виконання робіт з обстеження їх технічного стану силами Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ) [31, 79] та ТОВ «НВП «Укртранскад». Після сортування даних за моделями для дослідження було обрано популярні серії локомотивів промислового транспорту ТЕМ2 та ТГМ4 разом із модифікацією ТГМ4А (далі ТГМ4, якщо не зазначено конкретно, якої саме мо-

дифікації стосується інформація), як найбільші доступні вибірки за об'ємом – 27 та 37 одиниць відповідно.

Таким чином, об'єм вибірок візків тепловозів ТЕМ2 складає 54, а тепловозів ТГМ4 – 74 одиниці.

Розміри товщини рам кузовів та рам візків локомотивів було отримано згідно з розробленими в ДНУЗТ та вдосконаленими ТОВ НВП «Укртранскад» [31] методиками обстеження. Значення товщини балок в окремому перерізі було заміряно не менш як три рази, а фактичний розмір товщини, згідно з методикою, за відсутності різких коливань показника, обрано як середній з усіх отриманих значень [31].

Рисунок 2.12 ілюструє розташування точок на перерізах несучих конструкцій тепловозів ТЕМ2.

На цільовому перерізі поздовжньої балки кузова тепловоза ТЕМ2 (рисунок 2.7, *а*) у точці 1 товщиноміром заміряють товщину металу стінки, у точках 4 та 5 – товщину металу бронелиста. У точках 1 та 3 вимірюють товщину металу полицок. Оскільки разом із бронелистом двотавр не складає суцільну структуру, ультразвукова хвиля відбивається від суміжних із бронелистами граней полицок балки. Таким чином, товщини в точках 1 та 3 ніяк не пов'язані з товщинами в точках 4 та 5. На перерізі візка (рисунок 2.12, *б*) заміряють товщини металу стінок (точки 1, 3) і полицок (точки 2 та 4).

Перерізи несучих конструкцій візка та кузова тепловоза ТГМ4 з позначеннями точок обстеження наведені на рисунку 2.13.

Тепловоз ТГМ4 відрізняється від тепловоза ТЕМ2 відсутністю броньових листів на рамі кузова, тому кількість точок вимірювань на цьому перерізі складає не п'ять, а три.

Результати дослідження розташовуються на точкових діаграмах залежності товщини балок несучих конструкцій тягового рухомого складу (ТРС) промислових підприємств від часу.

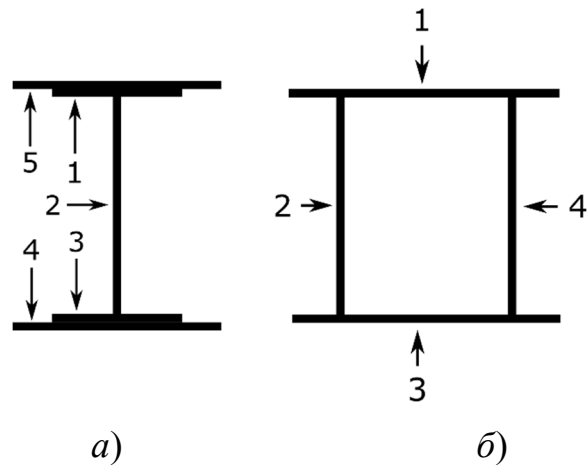


Рисунок 2.12. Переріз НК тепловоза ТЕМ2: *a* – кузов; *б* – візок

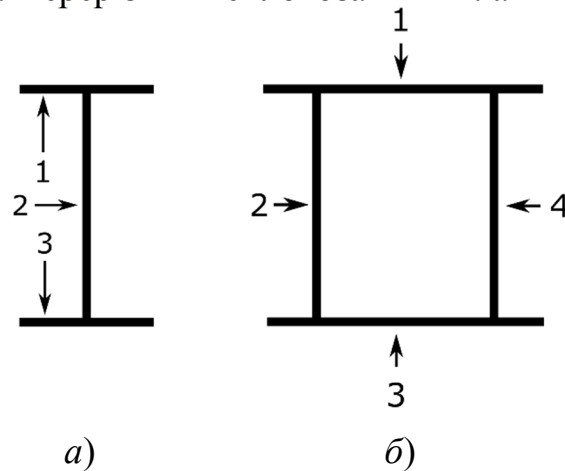


Рисунок 2.137. Переріз НК тепловоза ТГМ4: *a* – кузов; *б* – візок

Вихідні дані відрізняються тим, що вони не розподілені достатньо рівномірно по осі віку локомотивів, оскільки розглядалися машини, що сають тривалий термін експлуатації. Таким чином, відсутність достовірних даних на тривалому проміжку часу може спотворити якісний характер досліджуваних залежностей, і це потребує застосування особливих прийомів.

Використання стандартних засобів дослідження часових послідовностей даних має наступні особливості:

- отримані дані розділено на групи за моделями ТРС;
- в групах дані розділено за видом несучої конструкції (кузов або візок);
- за нульову точку відліку товщин НК узято їх проектні значення.

Після побудови діаграми проведено побудову лінії тренду, яка відображає

тенденцію зміни цільових показників.

## **2.4 Методика рейтингового оцінювання експлуатаційної якості елементів ТРС.**

Показники експлуатаційної якості елементів та вузлів РС безсумнівно можна віднести до важливих показників, оскільки такі показники безпосередньо впливають на працездатність, надійність та безпеку експлуатації РС.

Запропонований в роботі принцип рейтингового оцінювання обумовлений особливостями людського мислення, яке в умовах недостатньої кількості вихідних даних має класифікаційно-порівнювальний характер [73]. Даний підхід був застосований в якості науково-методичного підґрунтя виконання порівняльних оцінок накладок струмоприймачів, до методики, викладеної в роботі [133].

У відповідності до цього виконуються наступні логічні операції:

- встановлення абстрактних властивостей (якостей) об'єкту дослідження (перший рівень);
- присвоєння абстрактним властивостям груп технічних параметрів об'єкту (класифікація параметрів – другий рівень);
- структурування (при необхідності) технічних параметрів на окремі підгрупи близьких за сенсом характеристик;
- нормування властивостей та параметрів.

Особливістю такого підходу є те, що на кожному з рівнів спрощується порівняння властивостей та параметрів за принципом: «не важливо – 0; важливо – 1»; «погано – 0; добре -1». Характеристики параметрів, які мають цифрову міру нормуються та порівнюються звичайним чином.

Результати випробувань, що ґрунтуються на обраних абстрактних властивостях (якостях) елементів ТРС будують умовний рейтинговий список, який встановлює пріоритет та обмеження використання об'єктів порівняльного дослідження.

дження, після чого вони допускаються до дослідної експлуатації на ділянках залізниць з наступним аналізом їх результатів.

Рейтингова оцінка вставок певного типу (певного виробника) складається за виразом, наведеним нижче

$$R_k = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m R_{gj} R_{ci} Y_{ki} \quad (2.24)$$

де  $R_k$  - умовна рейтингова оцінка вставок (накладок)  $k$  – того типу;  $R_{gj}$  – вагова оцінка важливості параметру в групі параметрів;  $R_{ci}$  – умовна вагова оцінка важливості параметру;  $Y_{ki}$  – безрозмірний (відносно певної вставки - еталона) параметр якості вставки;  $k$  – кількість типів вставок (накладок);  $n$  – загальна кількість груп параметрів;  $m$  – кількість параметрів якості вставок (накладок).

Проблема визначення вагових коефіцієнтів є суттєво важливою та може бути отримана на підставі методу експертних оцінок. Але суб'єктивний характер отримання таких оцінок може ввести дискусійний елемент в їх інтерпретацію.

*Методи експертних оцінок* - це методи організації роботи з фахівцями-експертами й обробки думок експертів. Ці думки, звичайно, виражені частково в кількісній, частково в якісній формі. Експертні дослідження проводять із метою підготовки інформації для прийняття рішень ОПР (ОПР – особа, що приймає рішення). Для проведення роботи за методом експертних оцінок створюють Робочу групу (скорочено РГ), що й організує за дорученням ОПР діяльність експертів, об'єднаних (формально або по суті) в експертну комісію (ЕК).

*Експертні оцінки* бувають індивідуальні й колективні. Індивідуальні оцінки - це оцінки одного фахівця. Але в складних випадках звертаються до колективної думки.

На даний час найбільш поширені наступні методи експертних оцінок.

**«Метод Делфі».** У кілька етапів видається анкета з інформацією, відповіді оброблюються, формується нова анкета, яка знову пропонуються до розгляду. Особливості методу:

- повна відмова від особистих контактів експертів і колективних обговорень;
- багатотурова процедура опитування експертів (звичайно чотири тури);
- забезпечення експертів інформацією, обмін інформацією при збереженні анонімності, аргументації й критики;
- обґрунтування відповідей експертів по запиту організаторів.

У I-ому турі опитування експертам видається анкета (особисто, поштою, за допомогою ЕОМ і ін.), збираються відповіді, обробляються результати, кожний експерт знайомиться з результатами.

В II-ому турі опитування результати наносяться на шкалу, визначається медіанне значення, квартилі й експертам пропонується скорегувати свою оцінку, щоб вписати в інтервал між квартилями. При зміні думки або відмові від зміни потрібно пояснити своє рішення.

У III-ому турі всім експертам надаються всі експертні оцінки й вся аргументація (зі збереженням анонімності).

Якщо відповіді експертів перестають змінюватися, це є сигналом до припинення опитування. За рішенням особи, що проводить опитування, пояснення можуть представлятися лише експертами, думки яких істотно відрізняються від середнього.

У практиці пілотажних досліджень використовується **метод «Фокусних груп»** [19]. Особливо ефективний він при вивченні реклами, відносин до нових невідомих явищ і процесів. Як вважають, цей метод дає не ідеологізований зріз думок, відносин на підсвідомому рівні.

Правила організації дослідження:

- чисельність групи не повинна перевищувати 8-10 чоловік, щоб усі могли інтенсивно брати участь у дискусії, яка направляється модератором;
- члени групи повинні бути відібрані випадково, але з дотриманням правил методу квотної вибірки, і не повинні бути знайомі один з одним;
- члени групи не повинні бути інформовані про тему і цілі дискусії до її початку;



- модератор повинен володіти достатньою сугестивністю, щоб направляти групу й не піддаватися її тиску;
- модератор не повинен нав'язувати свою думку респондентам, а тільки управляти дискусією відповідно до сценарію;
- модератор повинен уміти підключати до дискусії різних членів групи й вести її з такою інтенсивністю, щоб респонденти не думали про «правильні» штампи відповідей.

Тривалість дискусії не повинна перевищувати 1,5 - 2 години. Кількість груп і їхній склад залежать від задач дослідження й об'єкта оцінки (від 2 до 8 груп). Групи можуть бути однакові по складу для паралельного зіставлення або дві різні однорідні групи для контрастного виявлення розходжень в установках. Дискусія проводиться по заздалегідь розробленому сценарію, зміст якого відомо тільки модератору. Ведеться запис дискусії, що потім розшифровується й аналізується.

**Метод морфологічного аналізу** [137]. Метод, запропонований австрійським астрономом Адольфом Цвिकі, дозволяє проектувати нові досі небачені конструкції, товари, процеси. Експертам пропонується система критеріїв оцінки об'єкта (наприклад, для автомобіля, це будуть: швидкість, потужність, місткість, економічність і т.п.) і варіанти значень оцінки за цими критеріями. Вибираючи ці значення експерти прогнозують і проектують появу нового об'єкта. Форми проведення аналізу й подання моделі об'єкта можуть бути різними. Це, приміром, може бути морфологічний ящик і ін.

**Метод парних порівнянь** [25]. Даний метод дозволяє додати вагові значення аналізованим явищам і подіям, встановлюючи їхню пріоритетність. У результаті порівняння створюється методика оцінювання й порівняння аналізованих об'єктів.

В даному звіті, з урахуванням складної специфіки питання прийнято рішення застосування системи рейтингових показників, яка складається з двоетапного оцінювання ступеню важливості показників по вибраних їх групах, а та-

кож всередині кожної групи. При цьому самі показники нормовані відносно максимальних їх значень з вибірки по типу (виробнику).

Нормовані величини показників  $Y_{ki}$  (діапазон зміни значень  $0 \div 1$ ) можуть мати два різні сенси, тобто найвищій якості відповідає значення 0, а найнижчій – 1, та навпаки. Тому в першому випадку (з метою отримання збільшення показника якості при зменшенні його величини) застосовується лінійно зворотна величина

$$Y'_{ki} = 1 - Y_{ki} \quad (2.25)$$

Запропонований метод (рівняння(2.24) та (2.25)) об'єднує в собі окремі елементи різних методів експертних оцінок та дозволяє гнучко їх комбінувати для досягнення максимально вірогідного результату порівняльної оцінки, навіть всупереч підсвідомому, або свідомому бажанню експертів надати перевагу якомусь із об'єктів порівняння експлуатаційних якостей.

## **2.5 Методологія розрахунку ресурсу кузова вагону-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів**

Для вирішення завдання розрахунку ресурсу кузова модернізованого вагону-термоса використано комплексний підхід, який в основному не суперечить вимогам нормативних документів [85, 94], та базується на позитивному досвіді проведення подібних робіт при продовженні призначених термінів служби тягового (ТРС) і моторвагонного рухомого складу (МВРС) України до 2,5 початково призначених термінів служби.

Критерієм встановлення продовженого строку експлуатації ізотермічних вантажних вагонів рефрижераторних секцій, модернізованих для виконання вантажних перевезень прийнято забезпечення тривалої міцності рами кузова вагона в складі несучого кузова.

Призначення продовженого строку експлуатації вагона виконується за критерієм забезпечення тривалої міцності рам їхніх кузовів на основі порівняння результатів наступних методів:

- порівняння мер наробітку НК рам кузовів вагонів при дії поздовжніх поїзних ударних навантажень;
- порівняння наробітків НК рам кузовів вагонів при русі в експлуатаційному режимі (вертикальні й бічні коливання);
- «статистичне програвання» дії вертикальних і бічних факторів силового впливу на вагон;

Для порівняння мір наробітку НК рам кузовів вагонів при дії поздовжніх поїзних ударних навантажень і порівняння наробітків НК рам кузовів вагонів при русі в експлуатаційному режимі (вертикальні й бічні коливання) використовується підхід, що представляє розвиток способу порівняння наробітків досліджуваного об'єкта рухомого складу й рухомого складу-аналога (РС - аналога), запропонованого в роботі [16].

Відношення ресурсу  $R_{II}$  досліджуваної конструкції до ресурсу РС - аналогу знаходиться як зворотне відношення наробітків

$$\frac{R_A}{R_{II}} = \frac{D_{II}}{D_A}; R_{II} = R_A \frac{D_A}{D_{II}} \quad (2.26)$$

В зазначеному виразі:  $D_{II}$  - питомий (на одиницю відстані) наробіток досліджуваної конструкції в процесі експлуатації в формі рівняння 2.7;  $D_A$  - питомий наробіток НК РС - аналога (в формі рівняння) 2.7 в процесі експлуатації.

Ресурс  $R_{IIi}$  за критерієм витривалості  $i$ -го навантаженого елемента досліджуваної конструкції **при русі в експлуатаційному режимі (вертикальні й бічні коливання)** формально визначається за формулою (2.26). Але в якості наробітку РС-аналога приймається сумарний розрахунковий наробіток певного навантаженого елемента конструкції самого досліджуваного вагона, тоді ресурс НК буде визначатися в такий спосіб:

$$R_{IIi} = \frac{D_{\text{сумми}}}{D_{II} L_{II}} \quad (2.27)$$

У виразі (2.27):  $i = \{TX1, TY1, TX2, TX3, TX4\}$  - позначення місця розміщення тензодатчика навантаженого елемента (навантаженої зони) несучої конструкції модернізованого вагона-термоса (розділ 1.5.4);  $L_{II}$  - середньорічний пробіг

вагона в процесі експлуатації;  $D_{II i}$  - сумарний наробіток  $i$  - го елемента конструкції за одиницю пробігу;  $D_{сум i}$  - сумарний наробіток  $i$  - го елемента конструкції до появи видимої тріщини;  $R_{II i}$  - ресурс, виражений в одиницях строку експлуатації досліджуваної конструкції в процесі експлуатації.

Необхідні для оцінки ресурсу змінні визначаються в такий спосіб

$$D_{сум i} = \sigma_{-1i}^m N_{-1} \quad (2.28)$$

$$m = \frac{16}{k_\sigma} \quad (2.29)$$

де  $N_0=10^7$  – база випробувань для визначення границі витривалості;  $\sigma_{-1i}$  – границя витривалості  $i$  – го елемента конструкції (розрахункове значення);  $m$  – показник степені кривої витривалості для  $i$  -го елемента конструкції; величина  $k_\sigma$  – коефіцієнт зниження границі витривалості при переході від властивостей матеріалу до конструкції.

З огляду на більший, у порівнянні з вагонними «Нормами...» [85] коефіцієнт запасу по локомотивним «Нормам...» [84], а саме,  $[n]=2$ , будемо застосовувати формули його розрахунку відповідно до співвідношення (2.14).

Ресурс  $R_{II i}$  за критерієм витривалості  $i$ -го навантаженого елемента досліджуваної конструкції **при поздовжніх ударах**, якщо в якості аналогу прийняти сумарний розрахунковий наробіток навантаженого елемента конструкції, буде визначатися в такий спосіб:

$$R_{II i} = \frac{D_{сум i}}{D_{II p i}} \quad (2.30)$$

$$D_{II p i} = \sum_{j=1}^k \sigma_i(S_{aj})^m N_{yj} \quad (2.31)$$

У виразах (2.30) та (2.31) :  $i=\{TX1, TY1, TX2, TX3, TX4\}$  – див. пояснення до формули (2.27);  $D_{сум i}$  – сумарний наробіток  $i$  – го елемента конструкції до появи видимої тріщини;  $R_{II}$  - ресурс, виражений в одиницях строку експлуатації досліджуваної конструкції в процесі експлуатації;  $D_{II p i}$  – сумарний наробіток  $i$ -го елемента конструкції від поздовжніх ударів за рік, (взята для ПС - аналога (вантажного вагона) [85] при поїзних навантаженнях – для поздовжнього зусилля не більше 1,6 МН);  $\sigma_i(S_{aj})$  – напруження в  $i$  – м елементі конструкції від поздов-

жніх ударів як функція зусилля  $S_{aj}$  – величина зусилля в автозчепленні  $j$  – го рівня (по розподілу навантажень згідно [85]).

Залежність напруження в  $i$  – му навантаженому елементі конструкції  $\sigma_i$  від зусилля в автозчепленні буде визначена як

$$\sigma_i(S_a) = \eta_i S_a \quad (2.32)$$

У виразі (2.32):  $\eta_i$  – коефіцієнт пропорційності між зусиллям в автозчепленні й напруженням в  $i$  – му елементі конструкції вагона.

Для вагонів, переобладнаних у вантажні піввагони, істотно важлива їхня здатність витримувати поздовжні удари в автозчепний пристрій. Розглянемо відповідну методику розрахунку, засновану на порівнянні мір наробітку НК рам кузовів вагонів при дії поздовжніх поїзних і сортувальних ударних навантажень.

Між границею витривалості при вигині  $\sigma_{-1}$  МПа і твердістю по Бринелю  $HB$ , існує [128] (а також див. рисунок 2.14) кореляційна залежність (2.33):

$$\sigma_{-1} \text{ МПа} = 1.65 \cdot HB \pm 70 \quad (2.33)$$

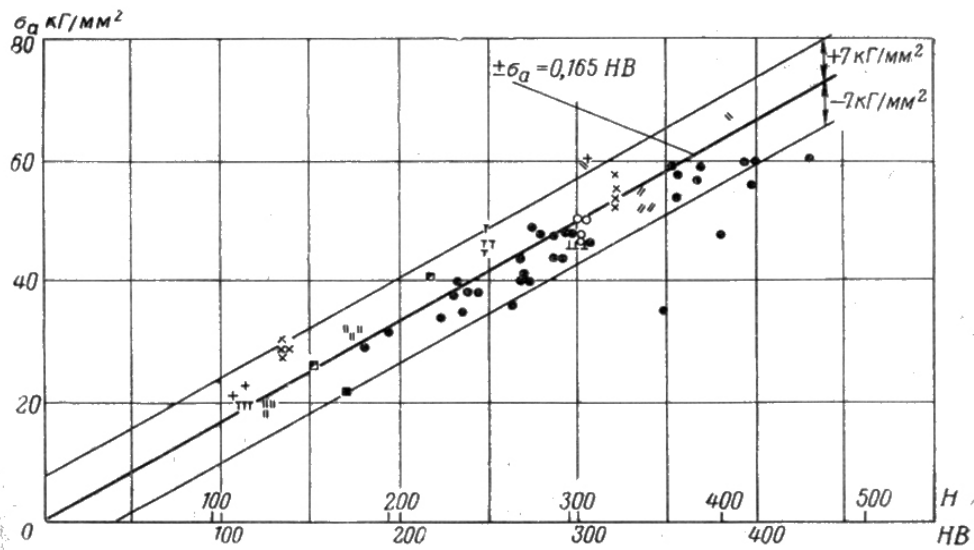


Рисунок 2.148 – Кореляційна залежність між границею витривалості  $\sigma_{-1}$  і твердістю по Бринелю ( $HB$ ) для сталей

Також, згідно [85], зв'язок між границею витривалості при вигині  $\sigma_{-1}$  і розтягненні-стисненні  $\sigma_{-1p}$  складає:

$$\sigma_{-1p} = 0.75 \cdot \sigma_{-1} \quad (2.34)$$

Формули (2.33), (2.34) дозволяють оцінити границю витривалості елементів конструкції вагона за даними вимірів твердості його елементів.

Дуже корисними для практичних завдань є кореляційні співвідношення, отримані в [138] для стандартних зразків зі сталей з помірною величиною границі міцності:

$$\begin{aligned} \sigma_{-13\%} &= (0,496)\sigma_B = \chi\sigma_B; \\ \sigma_{-1} &= (0,860)\sigma_{-13\%} \end{aligned} \quad (2.35)$$

У виразі (2.35):  $\sigma_B$  - величина границі міцності;  $\sigma_{-13\%}$  - границя витривалості металу при плоскому згині;  $\sigma_{-1}$  - границя витривалості симетричного циклу.

Відразу ж слід зазначити, що практична оцінка достовірних значень границь витривалості конструкцій РС зіштовхується з масою технічних і методологічних проблем, на яких у рамках даної роботи зупинятися не будемо.

## 2.6. Спосіб оцінки геометричних характеристик головної рами тепловоза.

Для подовження строку служби одиниць будь-якого виду рухомого складу залізниць однією з умов є попереднє отримання інформації стосовно стану основних несучих конструкцій (НК) цієї одиниці: рам візків та рами кузова. Такими параметрами є геометрія НК, твердість матеріалу конструкції, ступінь рівномірної корозії та наявність осередків корозійного ураження матеріалу, вік конструкції. Знання цих даних надає підставу вважати об'єкт обстеження працездатним [49], п. 3.2.3] (тобто придатним до використання за основним призначенням) та таким, що не становить своїм технічним станом небезпеку виникнення аварії з супутніми негативними наслідками для навколишнього середовища, інфраструктури та людей.

Параметрами, що відносяться до геометричних, є прогин/вигин та непаралельність (пропелерність), допустимі значення яких для кожного виду несучої конструкції зазначено у інструкціях з ремонту відповідних моделей рухомого складу [96, 117].

Прогин/вигин є характеристикою рами кузова та вимірюється як відхилення повздовжньої балки рами кузова на протязі всієї своєї довжини від умовної лінії, що з'єднує кінці цієї балки.

Оцінка прогину/вигину рідко коли виконується на розукомплектованій одиниці (рисунок 2.15 а), у зв'язку з чим є складністю виконання вимірювань через розташування підвагонного обладнання (рис 2.15 б).



а)



б)

Рисунок 2.15 –9 Тепловози модифікацій ТЕМ2 з різним ступенем зручності доступу до рами кузова: а) ТЕМ2 з повним демонтажем кузова та обладнання; б) ТЕМ2У з частковим демонтажем обладнання.

Метод, що застосовувався для вимірювання прогину/вигину рам у минулому, передбачував використання мотузки або ліски, що натягнута вздовж балки об'єкта обстеження. Проте такий застарілий метод має ряд недоліків:

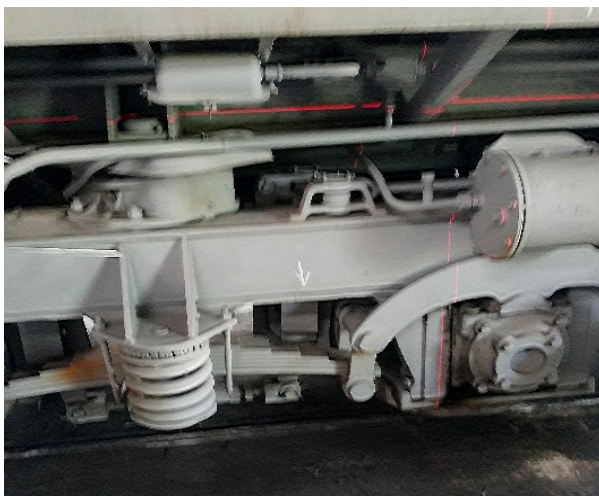
1. Для зменшення впливу людського фактору мотузку потрібно протягувати в найменшому віддаленні від цільової балки. Оптимальним варіантом є розташування під балкою. У іншому випадку можлива поява додаткових похибок через віддаленість об'єкта вимірювання від рівня.
2. Монтаж та демонтаж елементів конструкції вимірювання є суттєво трудомісткий процес.
3. Через властивість гнучких довгастих об'єктів та наявність такого фактору, як сила тяжіння, натягнути нитку абсолютно прямо вздовж такої

довгий об'єкт вимірювання, як рама кузова одиниці рухомого складу, неможливо.

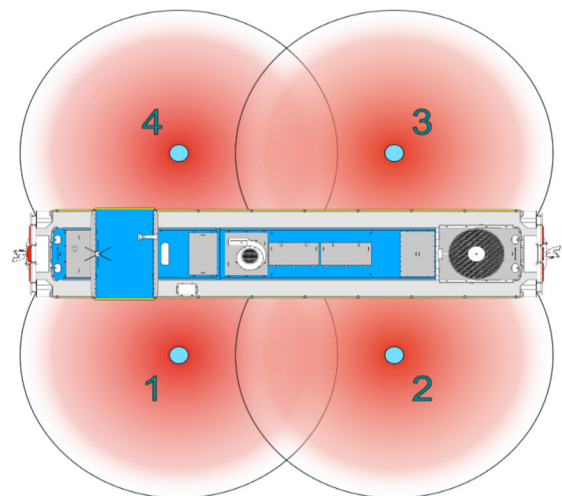
В запропонованому методі, що вже був апробований, використовується круговий лазерний нівелір, а вимірювання рівню окремої точки на лінії повздовжньої балки рами кузова виконується на осі її нижньої полицки (рисунок 2.16 а).

На рисунку 2.16 б приведена схема для найгіршого випадку обстеження, коли на момент проведення роботи присутній хоча б один з наступних факторів:

1. основне обладнання під кузовом не демонтоване (насамперед паливні баки), яке перешкоджає проходженню лазерного променя;
2. навколишнє освітлення значно перевищує значення 300 лк [112], що погіршує видимість рівня лазера та зменшує робочу відстань приладу;
3. сторонні об'єкти в зоні проведення робіт з обстеження, елементи споруд або границі робочого приміщення обмежують розташування нівеліра.



а)



б)

Рисунок 2.16 – Організація процесу проведення вимірювання геометричних параметрів рами кузова: а) встановлений рівень горизонту для проведення замірів; б) схема розташування нівелірів.

За такою схемою виконується чотири окремі серії вимірів. Для того, щоб відмовитись від необхідності точно виставляти висоту лазерного рівня, отримані групи значень вирівнюються один відносно до одного спочатку за сторонами



вимірювань (тобто за кожною балкою), а потім між сторонами. Наступним етапом є виключення фактору нахилу локомотива вздовж колії. Для цього за умовний нуль приймається одна із сторін будь-якої з повздовжніх балок рами кузова, яка буде основною при вирівнюванні показників, а різниця між висотою обраного та протилежного кінців балок є значення абсолютного відхилення від горизонту. З урахуванням вимог до уклону залізничного полотна вирівнювання даних можна проводити вираховування цього значення пропорційно до відстані точки вимірювання від обраної початкової точки. Після цього необхідно провести таку ж операцію з цим ж значенням абсолютного відхилення над даними протилежної балки. Узагальнений розрахунок для обох балок наведений у формулі (2.36).

$$d_i = k \left( h_i - h_{b0} - \frac{(h_{b1} - h_{b0}) * l_i}{l_{b1}} \right) \quad (2.36)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що приймає значення 1 або -1 та залежить від напрямку вимірювання;  $i = 0 \dots n$  – номер одиничного виміру на повздовжній рамі кузова;  $d_i$  – розрахункове відхилення в точці;  $h_i$  – отримане значення в точці  $i$ ;  $h_{b0}$  – значення відхилення в умовній нульовій точці основної балки (одна з точок опори);  $h_{b1}$  – значення відхилення в другій точці опори основної балки;  $l_i$  – відстань від початкової точки рами до точки проведення  $i$ -го виміру;  $l_{b1}$  – відстань між точками опори рами, база локомотива.

Впровадження міжнародного стандарту ISO 17025 [50] в діяльність випробувальних лабораторій, передбачає виконання об'єму робіт з розрахунку характеристик методу, зокрема невизначеності вимірювань.

Обстеження локомотивів промислового транспорту складає з себе цілий комплекс вимірювань. Деякі методи з цього комплексу є стандартизованими, проте вимірювання геометричних характеристик НК таким не являється. Існуючі методи вимірювань деформацій НК РС зазвичай являються унікальними. Вони розроблені підприємствами для індивідуального застосування, описані в технічних умовах підприємств і юридично мають локальну силу дії.

Контроль геометричних характеристик має широке розповсюдження в будівництві, машинобудуванні та інших галузях. Зокрема в суднобудуванні оптичні системи використовуються для обстеження технічного стану суден [9] та контролю монтажних робіт [82]. В галузі машинобудування виконується контроль геометричних характеристик деталей, до яких висуваються підвищені вимоги до безпеки [92, 106]. В роботі [143] розглядається визначення геометричних параметрів рейкового шляху за допомогою безпілотних літальних апаратів та методу фотограмметрії. При обстеженні інженерних споруд в роботах [40, 42, 152] пропонується використання високоточних приладів, для побудови тривимірних моделей з «хмар точок». Також використання оптичних приладів розглядаються як альтернатива класичним засобам безпосереднього вимірювання [135].

Дослідження літератури стосовно методів та засобів вимірювання деформацій рам кузовів рухомого складу показало, що вимірювання цих характеристик вимагає спеціального обладнання або комплексу засобів, встановлених на підготовлених ділянках залізничного шляху (рисунок 2.17).

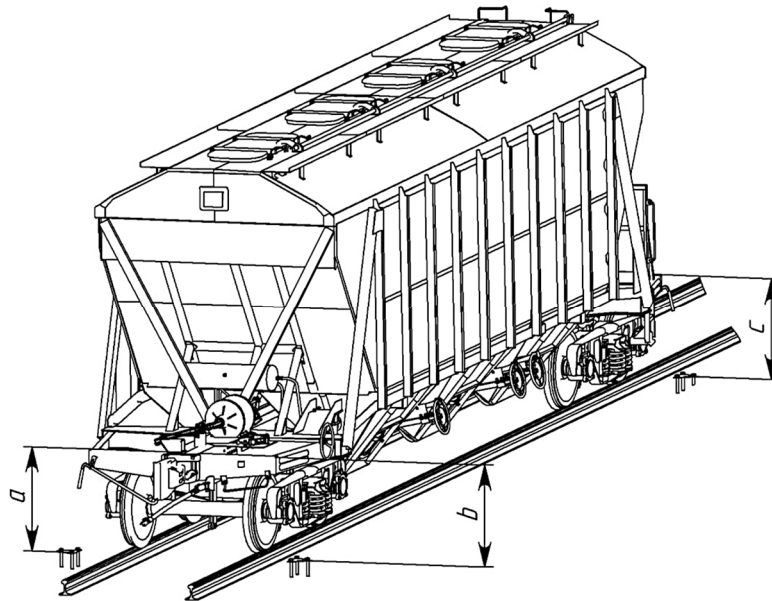


Рисунок 2.17. Комплекс вимірювання непаралельності (пропелерності) рам вагонів за допомогою встановлених вздовж залізничних рейок спеціальних платформ-рівнів.

Значення геометричних характеристик рам кузовів нормуються керівництвом з ремонтів [101,118] індивідуально для кожної типу та моделі рухомого складу.

Під час обстеження локомотивів промислового транспорту з метою подальшого подовження строку служби використовується лазерний рівень. Цей інструмент дозволяє зменшити вплив людського фактору на процес вимірювання. Проте такий підхід потребує додаткової математичної обробки результатів вимірювання.

Оскільки пристрій, передбачений методикою обстеження, формує абсолютну лінію горизонту, яка знаходиться під кутом до осі абсцис умовної системи координат локомотива, виникає необхідність врахування впливу цього фактору на отримані чисельні дані.

При дослідженні використані наступні методи:

– метод аналізу при створенні алгоритму повного розрахунку обертання функції прогинів рами кузова локомотива для вирівнювання до горизонтальної площини;

– метод порівняння для визначення джерел неврахованих похибок у спрощеному методі розрахунку;

– метод вимірювань був застосований під час проведення робіт з обстеження технічного стану маневрового локомотива ТГМ6А, результатами яких є початкові дані для проведення досліджень;

На рисунку 2.18 відображена умовна модель абстрактного локомотива, що знаходиться на момент обстеження на нерівному шляху.

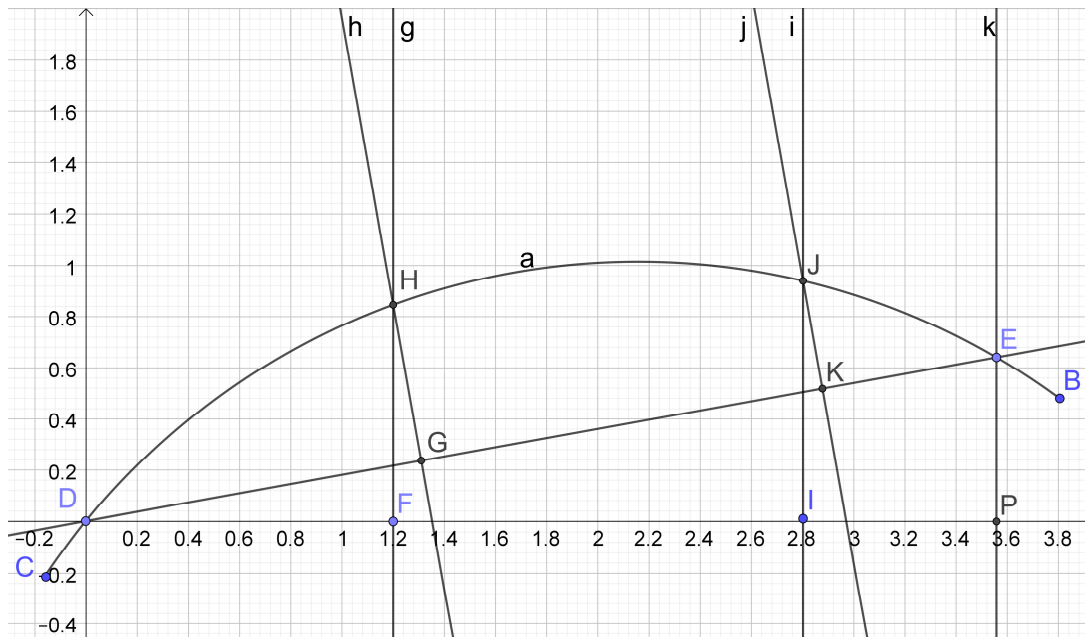


Рисунок 2.18 – Схема розташування у просторі рами кузова умовного локомотива з прогином у вертикальній площині

Рама локомотива  $a$  спирається на візки в точках  $D$  та  $E$ . В точці  $H$  проводиться контрольний вимір прогину балки рами козову відносно рівню горизонту (площини лазерного рівню)  $HF$ . Але реальне значення прогину балки рами є відстань  $HG$ , точка  $G$  якої знаходиться на відрізку  $DE$ . Зі схеми видно, що зі збільшенням відстані від умовної нульової точки  $D$  похибка вимірювань збільшується – цей аспект видно при порівнянні отриманих висот у контрольних точках  $H$  (лінія  $g$ ) та  $J$  (лінія  $i$ ). Ця складова похибки вимірювань є прогнозованою – вона лінійно змінюється від нульової точки  $D$ , а в точці  $E$  другої опори балки а вона складає величину  $EP$ .

Проте є додаткова похибка, дослідження якої є мета цієї роботи. Проведемо навколо точки  $H$  коло, що проходить через точку  $G$  (рисунок 2.19). Тобто радіус цього кола дорівнюватиме значенню реального прогину балки рами.

На рисунку 2.20 видно, що між реальним прогином  $HG$  та виміряним  $HF$  є додаткова похибка  $LN$ .

На відміну від складової похибки, що вноситься нахилом рами кузова, ця складова залежить від деформації балки рами кузова.

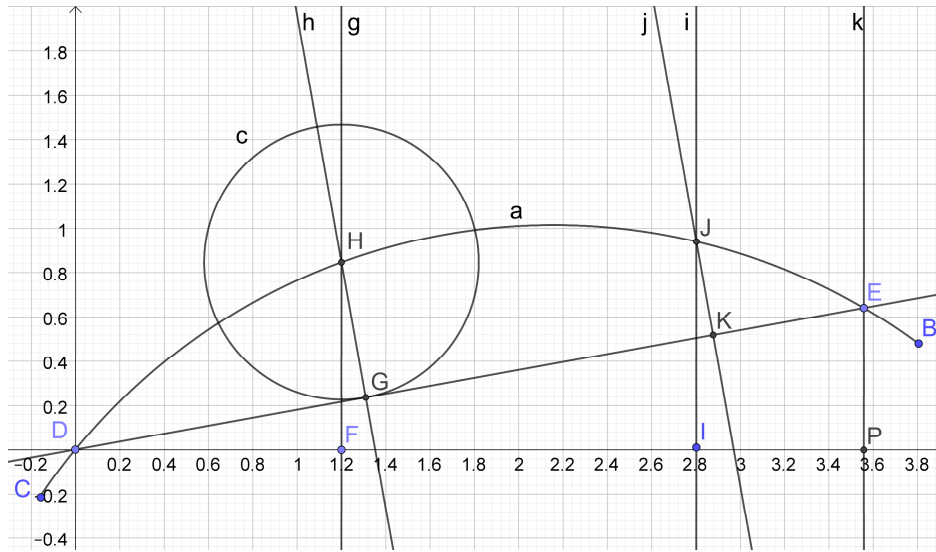


Рисунок 2.19 – Додаткові побудовання на лініях контрольної точки  $H$

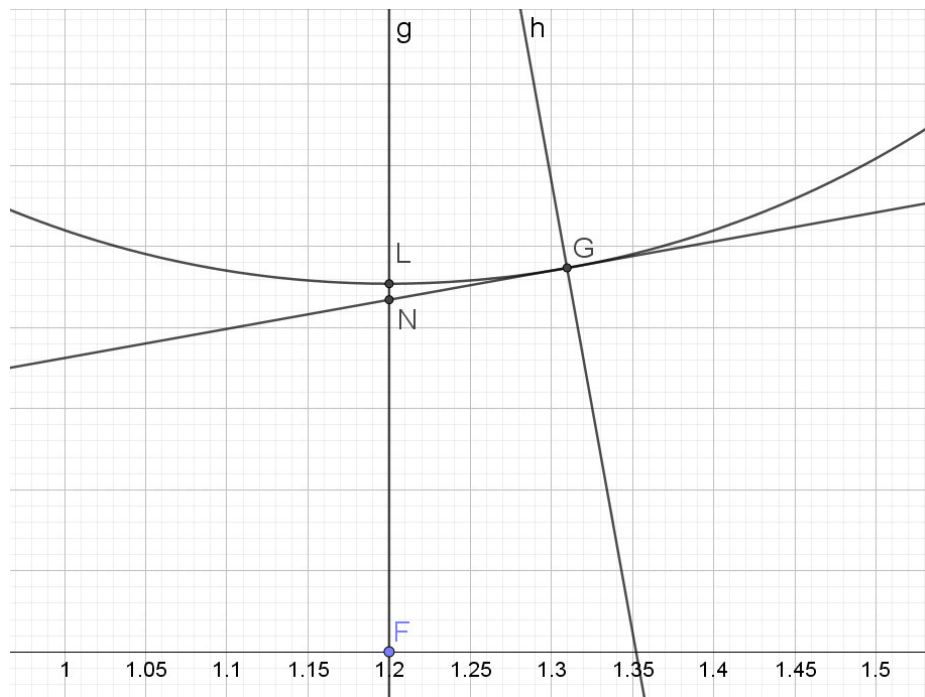


Рисунок 2.20 – Похибка LN вирівнювання рами кузова

Методикою вимірювань передбачається, що відстань від нульової точки  $DG$  при нахилі змінюється несуттєво, таким чином  $DG$  дорівнює  $DF$ , а точки  $F$ ,  $G$ ,  $H$  лежать на одній прямій. Проте для виконання розрахунків нам доведеться брати цей фактор до уваги, оскільки саме він і формує цю невраховану похибку.

Під час обстеження ми маємо значення відхилення для точки  $E$  з проекцією  $P$  на вісь абсцис. І оскільки розраховується, що дана точка знаходиться в горизонтальній площині, то висота  $EP$ , яка отримана в точці на відстані  $DP$ , задає кут нахилу всієї рами, де

$$\angle EDP = \tan^{-1} \frac{EP}{DP} \quad (2.37)$$

Висота  $NF$  дорівнює:

$$NF = \tan(\angle EDP) * DF \quad (2.38)$$

В трикутниках  $DHF$  та  $DHG$  загальна гіпотенуза. Кут  $HDF$  розраховується наступним чином:

$$\angle HDF = \tan^{-1} \frac{HF}{DF} \quad (2.39)$$

де  $HF$  – отримане значення прогину, а  $DF$  – відстань від нульової точки до поточної контрольної точки.

Спільна гіпотенуза  $DH$  дорівнює:

$$DH = \sqrt{DF^2 + HF^2} \quad (2.40)$$

Звідси маємо значення реального прогину  $HG$ :

$$HG = DH * \sin(\angle HDF - \angle EDP) \quad (2.41)$$

Величина  $HL$  є радіусом кола і дорівнює істинному прогину  $HG$ . Такми чином шукана різниця  $LN$  дорівнює:

$$LN = HF - HG - NF \quad (2.42)$$

Розгорнута формула додаткової похибки:

$$LN = HF - \sin \left( \tan^{-1} \frac{HF}{DF} - \tan^{-1} \frac{EP}{DP} \right) * \sqrt{DF^2 + HF^2} - DF * \frac{EP}{DP} \quad (2.43)$$

Під час розробки математичної моделі вирівнювання у поздовжній осі рами тепловоза було встановлено, що на значення неврахованої похибки впливають два фактори.

Перший фактор – кут нахилу рами. Зі збільшенням кута різниця між реальним прогином та відрізком «рама – горизонт рами» ( $GH$  та  $HN$  на ілюстрації відповідно), збільшується.

Другим фактором є фактична висота. При однаковому значенні кута між лініями перпендикуляру абсолютного горизонту та перпендикуляром до горизонту рами значення неврахованої у трикутнику  $HGN$  буде збільшуватись

пропорційно до всіх інших елементів трикутника (за принципом подібних трикутників).

Основна, візуально видима різниця між висотами «точка – горизонт рами» та «точка – абсолютний горизонт» повністю вираховується методом спрощеного вирівнювання.

Виходячи з цього, в окремій серії вимірювань залежність значень неврахованих похибок у кожній індивідуальній точці пов'язана лише зі значенням висоти прогину рами в цій точці. Положення ж точки на рамі кузова відносно обраної точки відліку не впливає на значення неврахованої похибки, оскільки ця складова враховується обома методами обробки початкових даних.

Для розуміння того, яких значень похибки можливо очікувати, дані одного з обстежуваних ТОВ «НВП «Укртранскад» локомотива серії ТГМ6А були додатково оброблені з урахуванням теорії, викладеної вище.

В таблиці 2.2 наведено аналіз зміни даних у процесі обробки двома методами (спрощений та повний методи). Стовпці мають наступні значення:

- 1 – номер точки вимірювання на довжині рами кузова (були обрані точки, що лежать у позитивній частині відносної відстані);
- 2 – відстань від нульової точки (рівня осі шворня під кабіною машиніста);
- 3 – первинні дані, з яких було вираховано значення висоти нульової точки;
- 4 – розмір деформацій рами кузова, розрахований спрощеним методом;
- 5 – повний розрахунок прогину з урахуванням додаткової похибки;
- 6 – розмір прогнозованої складової прогину, що викликана нахилом кузова у просторі;
- 7 – розмір похибки вимірювань методу, що не враховується в спрощеному розрахунку.

Як видно з даних стовпця 7 таблиці 2.2, значущі цифри значення похибки з'являються в четвертому розряді після коми у випадку значень прогину, близького до гранично допустимого значення 15 мм. У випадку менших значень прогинів значущі цифри знаходяться у п'ятому розряді.

Таблиця 2.2 – Аналіз зміни первинних даних у процесі обробки двома методами

№ точки	Відстань від нуля (мм)	Вимірний прогин (мм)	Спрощений розрахунок прогину (мм)	Повний розрахунок прогину (мм)	Систематична складова ухилу в початкових даних (мм)	Розрахована похибка часткового розрахунку (мм)
5	940	7	1,5950	1,594973633	5,4050	0,000026367
6	1560	6	-2,9700	-2,969950903	8,9700	-0,000049097
7	2020	12	0,3850	0,384993636	11,6150	0,000006364
8	5610	30	-2,2575	-2,257462682	32,2575	-0,000037318
9	6120	32	-3,1900	-3,189947267	35,1900	-0,000052733
10	6620	35	-3,0650	-3,064949333	38,0650	-0,000050667
11	7270	45	3,1975	3,197447143	41,8025	0,000052857
12	7670	46	0,0000	1,897468633	44,1025	0,000031367
13	8800	56	5,4000	5,399910733	50,6000	0,000089267
14	9970	71	13,6725	13,67227398	57,3275	0,000226018

В таблиці 2.3 наведено розмір невизначеностей вимірювань, джерелами яких є засоби вимірювальної техніки та розмір систематичної похибки (не постійної за значенням, але прогнозованої), що викликана методом розрахунку.

Таблиця 2.3 – Порівняння величин похибок під час вимірювання геометричних характеристик рами кузова тепловоза ТГМ6А.

Джерело похибки	Розрахунок (за необхідності)	Значення (мм)
Розширена невизначеність лазерного рівня BOSCH PLL 360 (товщина лінії) [3]*.	$\frac{(2,5/2)}{\sqrt{6}} \cdot 2$	1,02
Розширена невизначеність вимірювань металевою лінійкою.	Сертифікат калібрування, коефіцієнт охоплення $K=2$ .	0,17
Розрахована систематична похибка для вигину розміром 13,6 мм.	Розрахунок за моделлю у статті	0,00023

Примітка: \*Відхилення від горизонту лінії кругового лазерного рівня зводиться до мінімуму за рахунок оптимізації схеми розташування рівня відносно об'єкту обстеження.

Як видно з таблиці 2.3, величина похибки має таку величину, що округлення максимальної похибки у більшу сторону з появою одиниці в першому нульовому розряді перед значущими цифрами не приведе до будь-якого впливу на результати вимірювань.

Аналіз повного алгоритму вирівнювання рами кузова у просторі та



процесів, що відбуваються з даними, дають наступну інформацію для висновків:

- значення неврахованої похибки, що викликана відмовою від використання тригонометричних функцій в спрощеному алгоритмі розрахунку, залежить від двох чинників: кута нахилу рами кузова одиниці РС у просторі та фактичного значення прогину рами;
- складова нахилу балок рами, що розрахована на базі точок опор рами кузова на візки, є основною складовою в різниці між значеннями, отриманими експериментально, та фактичними значеннями прогинів;
- значення неврахованої похибки теоретично може досягати однієї тисячної міліметра. Проте такі величини похибок не можуть вплинути на результати вимірювань. Потреба в проведенні визначення систематичної похибки або в додаткових розрахунках на невизначеність вимірювань відсутня;
- низький розмір похибки робить недоцільним використання більш складного алгоритму приведення до горизонтальної площини рами кузова;
- спрощений алгоритм розрахунку дає змогу провести попередній розрахунок на місці випробувань з використанням елементарної обчислювальної техніки або без такої і є більш корисним з практичної точки зору.

## **Висновки по розділу 2**

В даному розділі наведено положення обґрунтування та розвитку методик оцінки термінів експлуатації елементів несучих конструкцій рухомого складу.

Автором розглянуто застосування принципу порівняння наробітків модернізованих одиниць рухомого складу з рухомим складом – аналогом, або фор-

мальним порівнянням з самим об'єктом дослідження (в сенсі використання форми рівнянь).

Також в розділі викладено результати досліджень автора щодо методології оцінки розвитку рівномірного корозійного ушкодження несучих конструкцій маневрових тепловозів, наведено положення методики рейтингового оцінювання експлуатаційної якості елементів рухомого складу.

Автором запропоновано застосування показнику твердості матеріалу твердості матеріалу основних НК РС для оцінки їх границі витривалості. Розглянуто математичні моделі та вимоги до технічного стану основних несучих конструкцій рухомого складу, в тому числі, промислового транспорту з урахування особливостей умов його експлуатації та ремонту.

Спрощений алгоритм розрахунку прогинів НК РС дає змогу провести попередній розрахунок на місці випробувань з використанням елементарної обчислювальної техніки або без такої і є більш корисним з практичної точки зору.

Результати, наведені в розділі, опубліковано автором в роботах [29, 31, 133, 140].

## **РОЗДІЛ 3 ОЦІНКИ ВАЖЛИВИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ТА ВУЗЛІВ РУХОМОГО СКЛАДУ.**

У даному розділі наведено типові приклади оцінки параметрів елементів та вузлів РС, які можуть впливати на безпеку руху, довговічність та експлуатаційну якість його елементів. Розглянуті в розділі методи оцінки параметрів РС розроблені в рамках формування переліку робіт, обов'язкових до виконання при проведенні планових робіт з оцінки технічного стану РС з метою забезпечення його подальшої безпечної експлуатації.

Вище згадувалося, що система утримання одиниць РС промислового транспорту (тягового, або несамохідного) має певні прогалини, пов'язані зі специфікою роботи промислових організацій, умов фінансування та фінансової політики приватних підприємств.

Тому обов'язкові регламенти проведення обстежень та відповідних розрахунків можуть, в необхідних випадках підкріплюватися оцінкою величин та характеру важливих для безпеки руху, надійності роботи та якості експлуатації одиниць РС параметрів.

### **3.1 Оцінка геометричних характеристик рами кузова тепловоза ТЕМ2**

В даному підрозділі наведено приклад оцінки геометричних характеристик рами кузова маневрового тепловоза з електромеханічною тяговою передачею ТЕМ2. Вплив геометрії кузова на динаміку та стійкість руху РС доволі неоднозначний, можливо, він порушує розподіл навантажень та погіршує умови навантаження НК, зменшує коефіцієнт запасу стійкості від вповзання колеса на рейку. Однак, в технологічній ремонтній документації (наприклад, [1] та інші), вказані вимоги до геометрії головних рам тепловозів, що дозволяє віднести вказані характеристики до категорії важливих параметрів.

Внаслідок існування прямих вимог до геометричних характеристик основних НК (рама візка, рама кузова) тепловозів [56], ці характеристики, без сумніву, відносяться до переліку важливих характеристик РС.

Оскільки одиниці локомотивів мають значний строк служби і рама кузова скоріш за все не буває ідеальною, графік прогину/вигину часто хвилясту лінію. На рисунку 3.1 наведено схему обстеження рами кузова тепловоза ТЕМ2, що було проведено ТОВ «НВП «Укртранскад» на замовлення ТОВ ЗТРЗ.

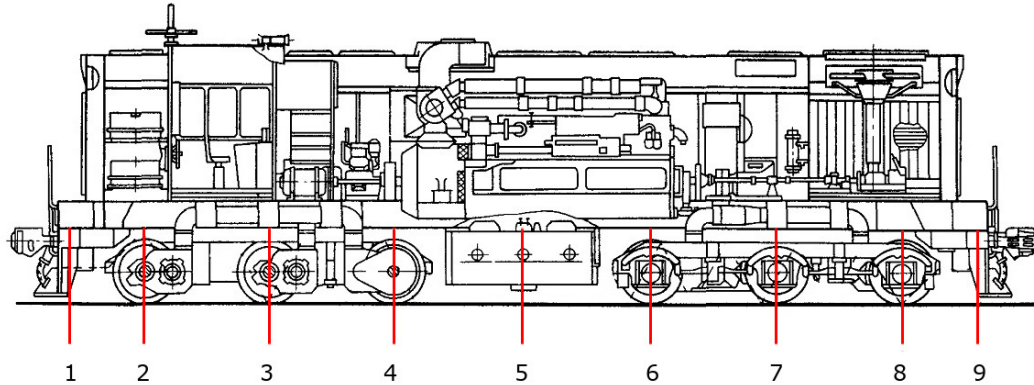


Рисунок 3.1 – Схема обстеження рами кузова тепловоза ТЕМ2

Початкові дані (рисунок 3.2 а) отримані за умов положення рівня умовного нуля вище нижньої полицки двотавру, тому результуюче графічне представлення стану рами кузова має віддзеркалений вигляд (рисунок 3.2 б) та характеризується наступними характеристиками: дві криві, кривизна яких залежить від прогину/вигину відповідної балки рами кузова, одна з яких двома кінцями перетинається з нулем, а один з кінців другої кривої лежить вище чи нижче рівню нуля.



а)



б)

Рисунок 3.2 – Графіки даних: а) отриманих в процесі безпосереднього вимірювання; б) отриманих після математичної обробки.

Значення непаралельності (пропелерності) отримуються з результатів попереднього розрахунку. Три точки рами кузова вже знаходяться в одній площині-

ні, тому значення пропелерності рами кузова є значення відхилення четвертої точки від неї.

Непаралельність рами візка отримується математичною обробкою значень відносних висот за схемою на рисунку 3.3.

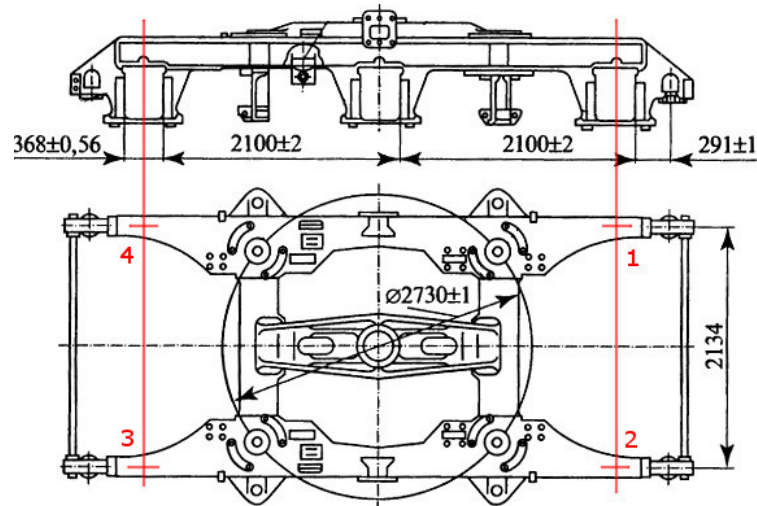


Рисунок 3.3 – Точки проведення збору чисельних показників для розрахунку пропелерності тривісної рами візка тепловоза ТЕМ2

Точки вимірювання обираються на перехрещенні осей колісних пар (крайніх у випадку з тривісними візками) та осями бічних рам. Значення пропелерності розраховується через отриманні під час обстеження данні за формулою (3.1).

$$p = (h_1 + h_3) - (h_2 + h_4) \quad (3.1)$$

де  $h_1, h_2, h_3, h_4$  – отриманні чисельні значення відносних висот;

Постає питання, як зрозуміти яка фактичне розташування діагоналей. Формула (3.1) була навмисно не спрощена, щоб відповідь на це питання була інтуїтивно зрозумілою. Знак результату визначає яка діагональ (значення висот яких знаходяться у відповідних скобках) знаходиться вище. Розрахунок за цією схемою можна провести відносно рами кузова з метою зменшення об'єму роботи, якщо задача визначення прогину/вигину не стоїть.

Виміри величин відхилення як рами кузова, так і рами візка, проводяться лазерним рівнем з віддалених точок, розташованих обабіч досліджуваного

об'єкту. Єдиною умовою розташування обладнання є прямий візуальний контакт між джерелом світла та балками НК, що дозволяє його використання в умовах локомотивних депо, залізничних цехів промислових підприємств та на станціях або роз'їздах.

### **3.2 Ієрархічне рейтингове оцінювання накладок пантографів електро- возів змінного струму.**

Експлуатаційні якості накладок струмоприймачів, без сумніву, є одними з важливих параметрів ЕРС з урахуванням того, що збій їх роботи призводить до важких наслідків (перепал контактного дроту, замикання струму на локомотив, пожежа і т.п.). Пропонований в підрозділі підхід може бути пристосований до дуже широкого кола запасних частин, елементів та вузлів конструкції РС.

З урахуванням складної специфіки питання прийнято рішення з порівняння експлуатаційних якостей оцінювання накладок пантографів електровозів змінного струму [133] була застосована система рейтингових показників, яка складається з дворівневого оцінювання ступеню важливості показників по вибраних їх групах, а також всередині кожної групи. При цьому самі показники нормовані відносно максимальних їх значень з вибірки по типу (виробнику) у відповідності до розділів 1.5.3 та 2.4.

На підставі аналізу фактичної експлуатаційної інформації, отриманої від причетних підрозділів АТ «Укрзалізниця», було встановлено наступні значення умовних рейтингових коефіцієнтів по групах параметрів  $R_g$  (рівняння (2.24), розділ 2.4), наведено в таблиці 3.1.

Величезною перевагою рейтингового порівняння являється наступне:

- на кожному рівні ієрархічної структури інтуїтивно зрозумілі, в якому місці нормованої шкали розміщувати ту чи іншу групу показників;
- в групі споріднених показників в рамках групи також достатньо просто визначити вагові коефіцієнти кожного з них;

- оскільки важко прогнозувати вплив групи, показника, коефіцієнта на кінцевий результат порівняння, тому так же важко свідомо надати перевагу певному виробу, що змушує покладатись на власну базу професійних знань та здоровий глузд.

Таблиця 3.1 – Значення умовних рейтингових коефіцієнтів за групами параметрів

№ з/п (j)	Назва групи параметрів	Значення коефіцієнту $R_g$
1	2	3
1	Знос контактного дроту лабораторний	0,5
2	Знос накладки лабораторний	0,3
3	Порушення цілісності накладки, яке може призвести до аварійної ситуації	1,0
4	Порушення цілісності накладки, яке не призводить до аварійної ситуації	0,3
5	Зручність експлуатації та обслуговування	0,1
6	Якості міцності та структури	0,4
7	Показники безаварійної тривалості експлуатації накладки	0,5
7	Конструктивне виконання накладки	0,2
8	Знос накладки, прискорені випробування	0,6

Всі описані накладки мають секційну структуру, яка дозволяє їх раціональне використання з точки зору нерівномірності зносу.

Відомі особливості вугільних накладки, пов'язані з циклічним абсорбуванням вологи з навколишнього середовища, наступним замерзанням в зимовий період та випаровуванням внаслідок дії тягових струмів, викликають слоїсте викришування (рисунок 3.4), яке має для подібних виробів інтенсивний характер.

До того ж, бокове викришування вугільних накладок призводить до наступного підвищення інтенсивності основної (горизонтальної) поверхні контакту накладки та контактної дроту.

Подібних вад не мають накладки типу 1, але вони не були допущені до прискорених експлуатаційних випробувань згідно офіційного рішення Головного управління електрифікації та електропостачання (ЦЕ) Укрзалізниці, з мотивуванням неможливості дослідження їх впливу на контактний дріт на базі скороче-

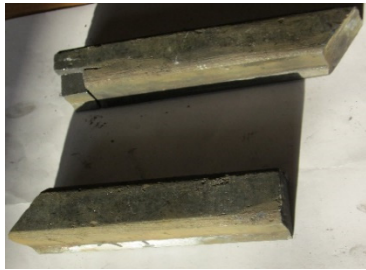
них випробувань, тому дані щодо їх абразивних властивостей у звіті базуються на підставі результатів лабораторних випробувань на механічне стирання.

Накладки типів 2 та 3 (по одній на пантограф) в процесі дослідної експлуатації мали руйнування на поперечних перерізах (вочевидь, внаслідок недостатньої механічної міцності), що може призвести до негативних наслідків, включно до утворення пропили та руйнуванню контактної мережі.

На підставі наведених даних побудовано умовну рейтингову таблицю 3.2 по групах параметрів. При цьому, змінні в таблиці відповідають позначенню та опису, наданому в підрозділі 2.4, рівняння (2.24).



Характерне руйнування накладки типу 2. Викришування внаслідок циклічного абсорбування в поєднанні з механічним впливом елементів контактної підвісу після дослідної експлуатації виражене достатньо не інтенсивно. Наявне місцеве викришування, яке може бути причиною пропили.



Характерні руйнування накладки типу 3. Викришування внаслідок циклічного абсорбування після дослідної експлуатації приблизно вдвічі більше, ніж у накладок типу 2. Слід також зазначити, що сколи накладок типу 3 після закінчення прискорених випробувань мають виражений шаруватий характер



Рисунок 3.4 – Викришування секцій накладок типів після проведення скорочених експлуатаційних випробувань.



Таблиця 3.2 – Умовна рейтингова таблиця коефіцієнтів накладок та накладок пантографів змінного струму по окремих показниках [133].

№ з/п	Назва параметру	Значення $R_{ci}$	Значення $Y_{ki}$ для типу накладки		
			1	2	3
1	2	3	4	5	6
«Конструктивне виконання» j=7 (Таблиця 3.1)					
1	Секційна або суцільна накладка	0,8	1,0	1,0	1,0
«Зручність експлуатації та обслуговування» j=5 (Таблиця 3.1)					
2	Технологічність монтажу	0,5	0,5	1,0	1,0
«Порушення цілісності накладки, яке не призводить до аварійної ситуації» j=4 (Таблиця 3.1)					
3	Слоїсте відшарування накладки	0,3	1,0	0,6	0,3
«Порушення цілісності накладки, яке може призвести до аварійної ситуації» j=3 (Таблиця В.1)					
4	Зародкове місцеве викрашування, яке може бути причиною пропилу	0,6	1,0	0,6	1,0
5	Руйнування накладки	0,8	1,0	0,0	0,0

Таким чином, розглянуто наступні конструктивні особливості елементів струмоприймача:

- конструктивне виконання (суцільна або секційна конструкція, наявність силової підкладки);
- зручність монтування/заміни елементів струмоз'єму на пантографі;
- показники міцності.

Побудовано умовну рейтингову таблицю коефіцієнтів експлуатаційної якості накладок та накладок пантографів змінного струму по окремих показниках.

Узагальнюючи проведені в роботі дослідження побудуємо загальну рейтингову таблицю (таблиця 3.3).

Як видно з наведеної таблиці 3.3, в припущенні прогнозованого зносу контактного дроту за п.9 найкращого показника зносу контактної мережі для вугільних накладок типу А та найгіршого – для ПКД-4, вказані накладки мають достатньо близькі між собою показники якості (практично вдвічі кращі, ніж для накладок ТОВ «Глорія»).

Таблиця 3.3 – Загальна рейтингова таблиця накладок змінного струму

№ з/п	Назва параметру	$R_{gj}$		$R_{ci}$		$Y_{ki}$ для накладки $k=$			Складова $R_k$ для накладки $k=$		
		J=	Знач.	i=	Знач.	1	2	3	1	2	3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Секційна або суцільна накладка (накладка)	7	0,2	1	0,8	1,0	1,0	1,0	0,16	0,16	0,16
2	Технологічність монтажу	5	0,1	2	0,5	0,5	1,0	1,0	0,025	0,05	0,05
3	Відшарування накладки	4	0,3	3	0,3	1,0	0,6	0,3	0,09	0,054	0,027
4	Зародкове місцеве викрашування, яке може бути причиною пропилю	3	1,0	4	0,6	1,0	0,6	1,0	0,6	0,36	0,6
5	Руйнування накладки	3	1,0	5	0,8	1,0	0,0	0,0	0,8	0	0
6	Механічний знос контактного дроту	1	0,5	1	1,0	0,953	1,0	0,0	0,477	0,5	0
7	Механічний знос накладки	2	0,3	2	0,8	0,831	0,979	0,0	0,199	0,23	0
8	Знос по товщині накладки, прискорені випробування	8	0,6	1	0,8	-	0,67	0,0	0	0,32	0
9	Знос контактного дроту, прискорені випробування*	-	1	1	1	0	1	0,5	0	1	0,5
10	Значення $R_k$								2,351	2,681	1,337

\* - примітка: гаданий результат за думкою Департаменту електрифікації та електропостачання (ЦЕ) АТ «Укрзалізниця»

### 3.3 Оцінка застосовності гіпотези про нормальний закон розподілу експериментальних показників динамічної навантаженості елементів РС

Для того, щоб коректно застосувати запропоновану автором модель витривалості методом «статистичного програвання» (розділ 2.1) бажано знати розподіл амплітуд циклів динамічного навантаження РС в процесі його експлуатації. Для чого необхідно проводити масштабні динамічні міцнісні випробування, оскільки потрібні для розрахунків результати, як правило, не публікуються у відкритому друку. Суттєво скоротити обсяг необхідної інформації щодо динамічної навантаженості об'єктів досліджень можливо у випадку, коли їх можливо долучити до якого-небудь класу докладно теоретично досліджених процесів. Звичайною практикою формалізації процесів, які залежать від багатьох випадкових факторів, є застосування нормального закону розподілу ймовірностей (роз-

поділу Гауса) [21]. Оцінимо можливість застосування нормального розподілу до динамічної навантаженості РС. Враховуючи те, що на відміну від суттєвих відмінностей конструкції, зразки РС достатньо схожі (жорсткий кузов на відносно м'якому підвішуванні), в якості об'єкту підтвердження гіпотези нормального розподілу динамічних навантажень візьмемо вагон-термос, переобладнаний в вагон для перевезення тарно-штучних вантажів.

Реальні закони розподілів амплітуд напружень, зафіксовані при проведенні експериментів, досить далекі від форм розподілу Гауса з однаковою дисперсією (рисунок 3.5).

Як можна бачити з наведених графіків, підйом ймовірностей амплітуд малого рівня, мабуть, пов'язаний із зашумленістю процесів, переходить в амплітуди більших рівнів, які саме й впливають на нагромадження втомних пошкоджень, що йде в запас надійності розрахунку, на відміну від моделі витривалості, установлені в «Нормах..». [85].

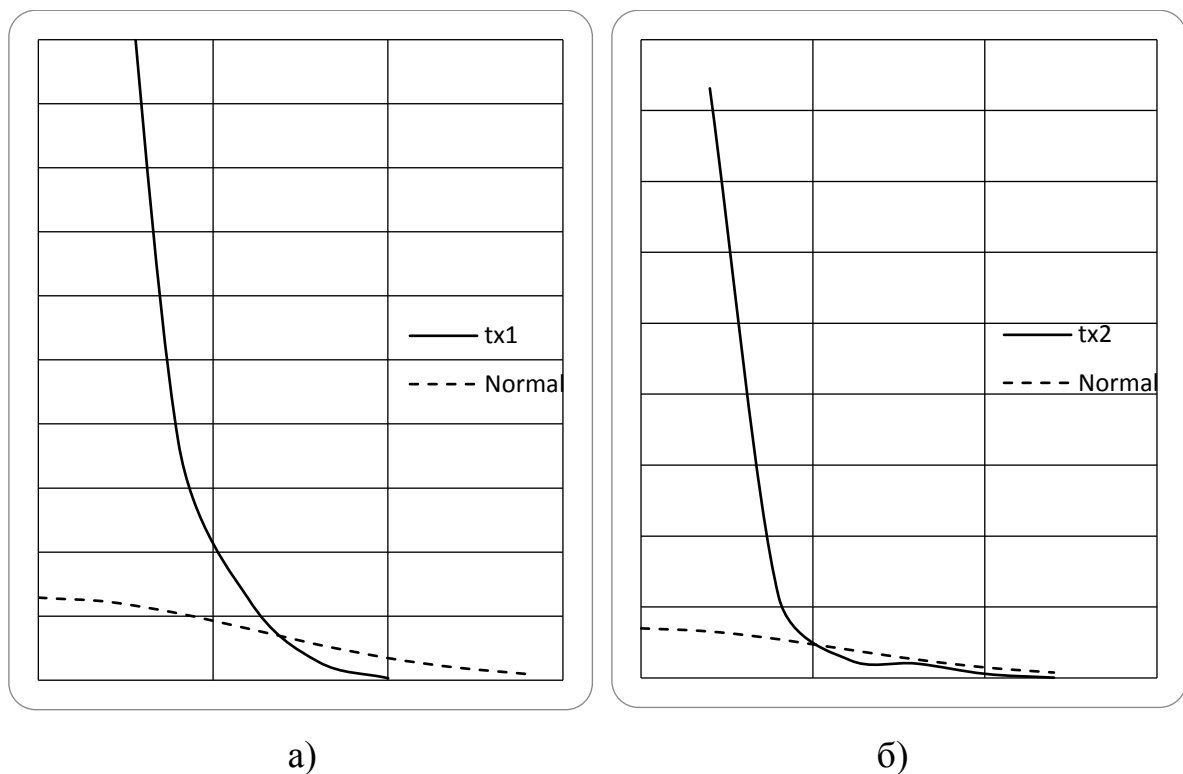


Рисунок 3.5 – Порівняння експериментального й теоретичного (нормального) розподілів максимальних значень динамічних напружень в елементах рами вагона-термоса.

Як видно (і це загальна тенденція), в області великих амплітуд навантажень, імовірність їхньої появи порівняно з теоретичним законом або перевищує (рисунок 3.5 а) експериментальний розподіл, або (рисунок 3.5 б) досить добре з ним погоджується. Це збільшує напрацювання конструкції, а значить дає нижню границю оцінки ресурсу конструкції.

Вище вказане, в остаточному підсумку робить припущення про нормальність процесів в обмеженому змісті (область більших амплітуд) обґрунтованим.

### **Висновки по розділу 3**

У розділі на прикладі маневрового тепловоза ТЕМ2 наведено застосування методичних пропозицій щодо оцінки геометричних показників його рами кузова.

Наведено застосування ієрархічного рейтингового порівняльного оцінювання накладок пантографів електровозів змінного струму.

Особливу увагу приділено обґрунтуванню застосовності нормального закону до розподілу амплітуд циклів навантаження несучих конструкцій рухомого складу, що важливо для формалізації розрахунків за методом «статистичного програвання, що дозволяє суттєво розширити галузь застосування даного методу. Отримані дані проаналізовані з метою подальшого їх використання для оцінки міцності та залишкового ресурсу локомотивів.

Результати, наведені в розділі, опубліковано в роботі [133].

## **РОЗДІЛ 4. ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ РУХОМОГО СКЛАДУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.**

В даному розділі отримано результати оцінки експлуатаційної навантаженості елементів конструкції РС: вузла демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення та кузова вагону-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів.

Необхідність більш детального підходу до дослідження експлуатаційної навантаженості несучих конструкцій рухомого складу в умовах експлуатації обумовлена наступним:

- одиниці рухомого складу, не залежно від того, до якого типу (вагони, ТРС, ССРС, або МВРС) вони відносяться, уявляють собою складні механічні системи, що включають в себе несучі конструкції (рами візків, головні рами, НК спеціального призначення і т.п.) поєднані зв'язками з нелінійними пружно-дисипативними характеристиками;
- умови та характер навантаження НК часто неможливо формалізувати, оскільки конструкції РС в достатньо унікальні, як і призначення та розташування НК або їх частин;
- отримання статистично достовірних оцінок динамічної навантаженості НК РС пов'язане з проведенням вартісних динамічних міцнісних випробувань, тому скорочення їх обсягів та тривалості, або заміна математичним моделюванням є актуальними.

Представницькі дані в подальшому використовуються для оцінки ресурсу досліджуваних в дисертаційній роботі несучих конструкцій РС.

### **4.1 Характеристики навантаженості вузла демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення.**

Для призначення строку служби машини, вузла, агрегату або деталі, що піддаються дії навантажень, які викликають механічні напруження, необхідно знати:

- розподіл навантажень та їх частоти;
- параметри теоретичного закону розподілу та еквівалентну частоту коливань елемента.

З метою визначення характеристик експлуатаційної динамічної навантаженості міжрегіонального електропоїзда подвійного живлення (далі ЕП) виробництва «Hyundai-Rotem Company», при проведенні динамічних міцнісних випробувань [106] були зареєстровані динамічні процеси у вузлі кріплення демпфера коливань виляння візка (рисунок 4.1) відповідно до схеми розміщення датчиків, наведеної на рисунку 4.2.

Дана схема розміщення датчиків була використана також і при виконанні у випробувальному центрі «Hyundai-Rotem Company» стендових вібраційних (ресурсних) випробувань за участю представників ДНУЗТ.

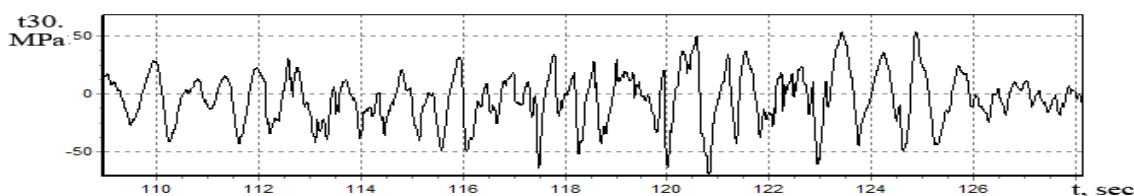


Рисунок 4.1 – Характерний приклад процесу динамічного навантаження поперечної балки рами кузова (дослід 6, запис 29)

Найбільш навантаженим елементом є поперечна балка в області з'єднання з опорною плитою кронштейна демпфера коливань виляння на рамі кузова. Це дозволяє використовувати її напружений стан (датчик  $t30$ ) як індикатор міри наробітку при проведенні ходових міцнісних і стендових вібраційних випробувань.

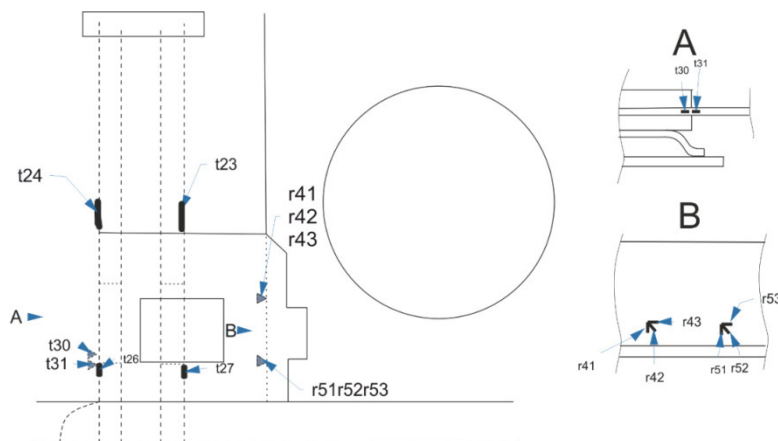


Рисунок 4.2 – Схема розміщення тензодатчиків при проведенні динамічних міцнісних і стендових вібраційних (ресурсних) випробувань.

Для оцінки рівня динамічної навантаженості були обрані три записи, які характеризуються найбільшим рівнем дисперсії процесів: дослід 4, запису 26 і 29 і дослід 6, запис 29. Дані процеси були схематизовані по методу «дощу» згідно [86]. Результати визначення наробітку  $D$  - питомого (на одиницю відстані) наробітку досліджуваної конструкції в процесі експлуатації (розділ 2, п. 2.1, співвідношення (2.7)) наведені в таблиці 4.1.

Коефіцієнт степеневі кривої витривалості  $m$  (рівняння 2.3) прийнятий згідно [8] як  $m=16/K_\sigma$ , де  $K_\sigma=1.72$  – коефіцієнт зниження границі витривалості, розрахований за даними [44] та наведений в таблиці 4.2. Коефіцієнт  $m$  склав  $m=9.3$ .

Таблиця 4.1 – Результати дослідження наробітку поперечної балки рами кузова електропоїзду подвійного живлення в процесі експлуатації

Дослід/запис	6-29	4-29	4-26
Наробіток на 1 км. руху, МПа <sup>9</sup>	1.16 <sup>14</sup>	1.22 <sup>13</sup>	6.3 <sup>13</sup>

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень  $K_\sigma$  у вузлах складного об'єкту, концентрація напружень в яких визначається тільки їхньою геометрією, обчислюється за формулою (2.18) (розділ 2, п. 2.1).

Прийняті значення коефіцієнтів наведені в таблиці 4.2. Доречі, принципи вибору значень складових коефіцієнт концентрації напружень формули (2.18), розділ 2.1 до певної міри подібні до принципів призначення коефіцієнтів важливості рейтингової оцінки, викладених в підрозділі 2.4.

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнтів і результат розрахунку коефіцієнта концентрації напружень  $K_\sigma$  у конструкції рами кузова вагона.

Коефіцієнт	Позначення	Значення
Коефіцієнт, що враховує вплив неоднорідності матеріалу деталі	$K_1$	1.1
Коефіцієнт, що враховує вплив внутрішніх напружень в деталі	$K_2$	1.11
Коефіцієнт, що враховує стан поверхні деталі	$m$	0.85
Вплив розмірного фактора	$\gamma$	1
Ефективний коефіцієнт концентрації напружень	$\beta_K$	1.20
Коефіцієнт концентрації напружень	$K_\sigma$	1.72

#### 4.2 Оцінка впливу вертикальної динаміки руху електропоїзда подвійного живлення на поздовжні навантаження демпфера коливань виляння його візків.

Питання впливу вертикальних коливань на рівень динамічної навантаженості плити кріплення горизонтального демпфера коливань електропоїзда подвійного живлення постало внаслідок припущення, що зміна напрямку вектора дії зусилля може суттєво впливати на оцінки ресурсу вказаного вузла, що потребувало додаткових досліджень його навантаженості.

Виробником електропоїзда було проведено спеціальні розрахунки напружено-деформованого стану вузла демпфера коливань [85], а саме для випадків горизонтального додатка навантаження, а також з відхиленням на  $10^\circ$  у позитивному й негативному напрямках.

Результати розрахунків наведені в таблиці 4.3, а в графічній формі – на рисунку 4.3.

Таблиця 4.3 – Максимальні напруження в конструкції кузовної сторони вузла демпфера коливань

Випадки навантаження	Опис випадків	Максимальне напруження, МПа
Випадок 1	Навантаження демпфера 9кН з кутом лінії дії навантаження $-10^\circ$	66
Випадок 2	Навантаження демпфера 9кН з кутом лінії дії навантаження $+10^\circ$	60
Випадок 3	Навантаження демпфера 9кН з кутом лінії дії навантаження $0^\circ$ для нормального стану	63

З урахуванням монтажу демпфера з позитивним кутом нахилу в  $1^\circ$  [107] і лінійній залежності максимального напруження у вузлі при малих кутах нахилу демпфера, можливо визначити коефіцієнт впливу вертикальної динаміки на рівень напружень в конструкції.

Величина  $\Delta_{max}$  (Таблиця 3.1. [79]) становить 3.3 МПа. Коефіцієнт  $K_{vi}$  впливу вертикальної динаміки приймається як:



$$K_{vi}=1-\Delta\sigma_{max}/\sigma_{mid}=0.947, \quad (4.1)$$

де  $\sigma_{mid}=62.7$  МПа є середнє напруження (при відсутності вертикальних переміщень рами кузова вагона щодо рами візка).

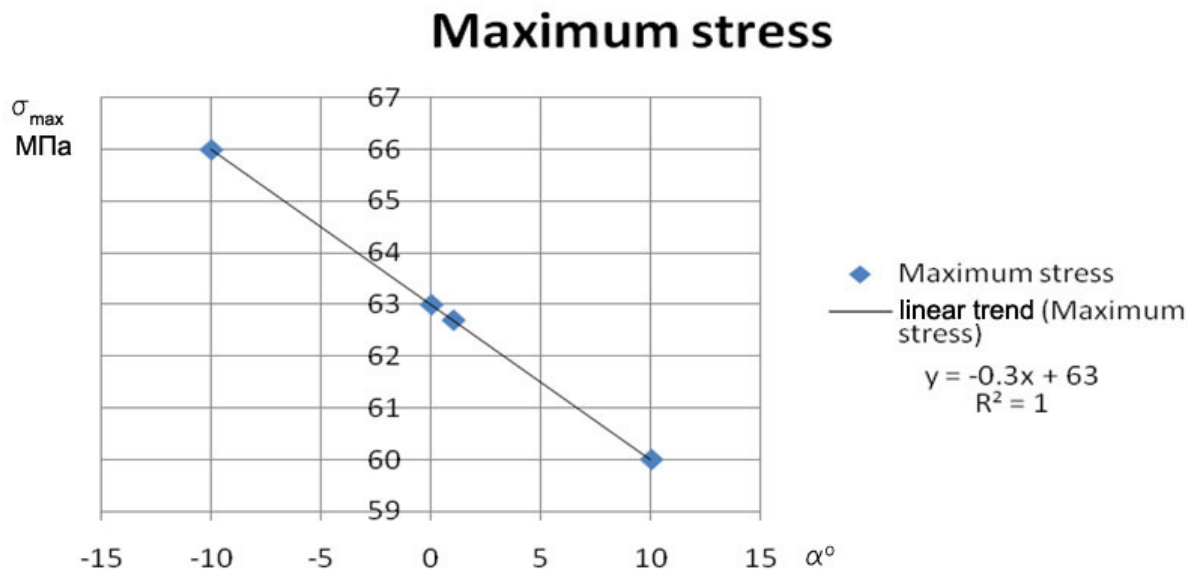


Рисунок 4.1 – Залежність максимального напруження  $\sigma_{max}$  в конструкції від кута нахилу демпфера  $\alpha$ .

Як видно з рисунка 4.3, вертикальне переміщення рам візків щодо рами кузова може як збільшувати, так і зменшувати максимальні напруження в конструкції. Це залежить від співвідношення частот і фаз коливань виляння й вертикальних коливань. З огляду на складність такого аналізу, доцільно вважати, що рама візка постійно перебуває в несприятливому з погляду напружень в конструкції положенні.

На підставі проведеного аналізу можна зробити висновок, що вплив вертикальної динаміки на підвищення рівню напружень у опорній плиті гасника коливань виляння може враховуватися введенням постійного коефіцієнту  $K_{vi}=0.947$ , що припускає постійне знаходження рами візка в несприятливому положенні щодо рами кузова. Даний поправочний коефіцієнт буде використаний при розрахунку ресурсу конструкції шляхом штучного збільшення рівню напружень під час проведення стендових вібраційних випробувань.

### 4.3 Оцінка динамічної навантаженості кузова вагона-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів

«Нормы...» [85] містять типові розподіли поздовжніх зусиль в автозчепленні при поїзних та сортувальних режимах навантажень. Для забезпечення можливості використання цієї довідкової інформації для оцінки напрацювань елементів конструкції вагона-термоса при поздовжніх ударах зробимо прив'язку зусилля в автозчепленні до напружень в навантажених місцях рами дослідного вагона наступним чином.

Розподіл [85] поздовжніх зусиль для вантажного вагона (оскільки переобладнаний вагон-термос позиціонується як вантажний) наведено в таблиці 4.4 Таблиця 4.4.

Таблиця 4.4. Розподіл [90] максимумів поздовжніх зусиль в автозчепному пристрої вантажного вагона

Інтервал зусиль, МН		Середнє зусилля інтервалу, МН	Частість зусиль		Кількість навантажень за рік	
			розтягання	стискання	розтягання	стискання
0,1	0,4	0,25	0,139	0,099	2432	742
0,4	0,8	0,6	0,309	0,239	5408	1793
0,8	1,2	1	0,289	0,269	5058	2018
1,2	1,6	1,4	0,179	0,199	3132	1492
1,6	2	1,8	0,06	0,119	1050	892

Залежність напруження в  $i$  – му елементі конструкції  $\sigma_i$  від зусилля в автозчепленні буде визначена як

$$\sigma_i (S_a) = \eta_i S_a . \quad (4.2)$$

У виразі (4.2):  $\eta_i$  – коефіцієнт пропорційності між зусиллям в автозчепленні й напруженням в  $i$  – му елементі конструкції вагона.

Характер навантажень найбільш навантажених місць рами кузова вагона наведені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5. Характер навантажень найбільш навантажених місць рами кузова вагона

№ пп	Ідентифікатор зони вимірів	Характер деформації від навантажень	
		поздовжніх	вертикальних і поперечних
1	2	3	4
1	ТХ1	Розтягання-Стискання	Розтягання-Стискання*
2	ТУ1	Вигин	Вигин**
3	ТХ2	Розтягання-Стискання	Розтягання-Стискання*
4	ТХ3	Розтягання-Стискання	Розтягання-Стискання*
5	ТХ4	Розтягання-Стискання	Розтягання-Стискання*

\* - з урахуванням того, що несучий кузов працює як стрижень великої висоти й ширини;

\*\* - прийнято, що поперечні навантаження властиво балка почуває слабо.

Для визначення коефіцієнта пропорційності між зусиллям в автозчепленні й напруженням в  $i$  – му елементі конструкції вагона у вираженні (4.2) використаний запис 1 дослід 5 [43], що містить інтенсивне гальмування дослідного зчепу (рисунки 1.11, розділ 1.5.4). Зроблено наступні припущення:

- прискорення зчепу, заміряне в службовому вагоні  $a(m_c)$  (схема рисунок 1.11, розділ 1.5.4) однаково із прискоренням об'єкта випробувань  $a(m_c) = a(m_g)$ ;
- гальмування зроблене прямодіючим гальмом  $F$  локомотива  $m_l$ , при русі зчепу вагоном вперёд<sup>1</sup>.

Тоді коефіцієнт пропорційності  $\eta_i$  між зусиллям в автозчепленні й напруженням в  $i$  – м елементі конструкції вагона буде визначений як

$$\eta_i = \frac{\sigma_i^{(5;1)}}{S_a^{(5;1)}} \quad (4.3)$$

$$S_a^{(5;1)} = -a_c^{(5;1)} m_g \quad (4.4)$$

де  $S_a^{(5;1)}$  - зусилля в міжвагонному з'єднанні службового й досліджуваного вагонів при проведенні інтенсивного гальмування дослід 5, запис 1 (формула 4.4);  $a_c^{(5;1)}$  - прискорення зчепу (заміряне в службовому вагоні) при проведенні маневрів дослід 5, запис 1;  $\sigma_i^{(5;1)}$  - напруження в  $i$  – му елементі конструкції вагона при проведенні маневрів дослід 5, запис 1.

<sup>1</sup> Припущення прийняте відповідно до наявності напружень розтягання в дослідному вагоні при гальмуванні й аналізі практики водіння при виконанні відповідних маневрів.

Графіки процесів при проведенні досліді 5, запис 1, наведені на рисунку 4.4.

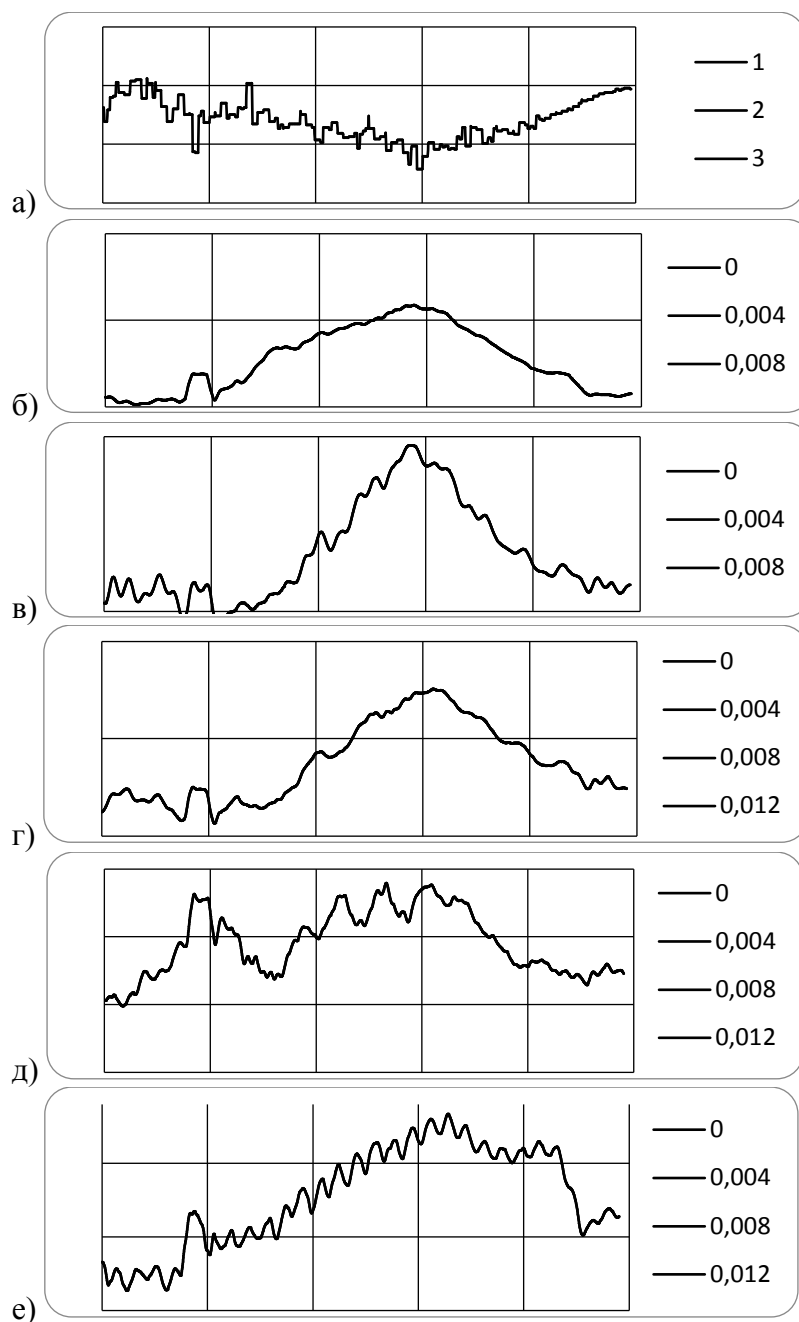


Рисунок 4.2 – Осцилограми процесів (дослід 5, запис 1).

a) прискорення зчепу  $a_{c \max} = -0,6 \text{ м/с}^2$ ; б) напруження  $TX1$   $\sigma_{TX1 \max} = 5,1 \text{ МПа}$ ;  
 в) напруження  $TU1$   $\sigma_{TU1 \max} = 4,0 \text{ МПа}$ ; г) напруження  $TX2$   $\sigma_{TX2 \max} = 2,5 \text{ МПа}$ ;  
 в) напруження  $TX3$   $\sigma_{TX3 \max} = 0,6 \text{ МПа}$ ; з) напруження  $TX4$   $\sigma_{TX4 \max} = 1,2 \text{ МПа}$ ;

Розрахунки коефіцієнтів пропорційності  $\eta_i$  між зусиллям в автозчепленні та напруженням в  $i$  – му елементі конструкції вагона наведені в таблиці 4.6 при реалізації в процесі інтенсивного гальмування зусилля, величиною

$$S_a^{(5;1)} = -a_c^{(5;1)} m_g = -(-0,6) \cdot 68 / 1000 = 0.0408 \text{ МН} \quad (4.5)$$

Таблиця 4.6 – Величини коефіцієнтів пропорційності  $\eta_i$ 

№ з/п	Ідентифікатор $i$ зони вимірів	Величини коефіцієнтів пропорційності $\eta_i$ , МПа/МН
1	2	3
1	ТХ1	125,0
2	ТУ1	98,0
3	ТХ2	61,3
4	ТХ3	14,7
5	ТХ4	29,4

За результатами динамічних міцнісних випробувань [84, 126] були розраховані (таблиця 4.7, колонки 3, 5, 7, 9, 11) величини питомих наробітків  $D_{IIi}$ , (вираз 2.30, підрозділ 2.5), а також, середньоквадратичні відхилення по розподілі максимальних розмахів амплітуд циклічних навантажень. Середні амплітуди навантажень були враховані, відповідно до «Норм...» [85]. Напрацювання були розраховані по сукупності розмахів напружень, шляхом схематизації процесів методом «дощу» [33].

З огляду на обмежений обсяг експериментальних даних, у даному розрахунку застосований так званий *підхід  $6\sigma$* , що зазвичай використовується для підвищення якісних показників виробництва в системах керування якістю продукції [37]. Щодо аналізу динамічних процесів, його використання пропонується в наступній формі. Прийнято вважати, що випадкова величина з нормальним законом розподілу, практично повністю перебуває в діапазоні  $\pm 3\sigma$ , де  $\sigma$  – його середньоквадратичне (стандартне) відхилення. Імовірність знаходження змінних величини в цьому діапазоні становить 0,997, що відповідає  $\approx 2,2$  виходам за межі даного діапазону на  $10^3$  вимірів.

В діапазоні  $\pm 6\sigma$  імовірність знаходження в ньому становить 0.999999997, що відповідає  $\approx 3$  виходам за його межі за його межі на  $10^9$  вимірів. Перехід від діапазону  $\pm 3\sigma$  до діапазону  $\pm 6\sigma$  очевидно, може бути виконаний шляхом збільшення вдвічі середньоквадратичного відхилення, у порівнянні з його зафіксованими в експерименті значеннями, або масштабуванням в 4 рази динамічної складової процесу без зміни його середнього значення.

Таблиця 4.7 – Результати обробки експериментальних даних.

Дослід№/ Зап.№	Від- стань км.	Найменування зони розміщення датчика									
		TX1		TY1		TX2		TX3		TX4	
		Наробіток на 1 км.**	С.К.В.*2	Наробіток на 1 км.	С.К.В. 2	Наробіток на 1 км.	С.К.В.*2	Наробіток на 1 км.	С.К.В.*2	Наробіток на 1 км.	С.К.В.*2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2/1	0,721	2,59E+05	4,24	5,17E+02	5,71	<b>1,13E+02</b>	<b>4,72</b>	1,10E+03	3,99	2,05E+04	4,26
2/2	1,228	8,86E+06	4,39	2,13E+02	6,28	2,94E+01	4,23	4,79E+03	4,04	1,34E+04	4,29
2/3	2,436	5,69E+05	4,19	1,47E+02	6,82	1,11E+01	4,15	1,69E+03	4,03	8,04E+03	4,29
2/4	1,271	4,03E+05	4,35	1,33E+02	5,5	2,46E+01	4,22	3,68E+03	4,03	6,18E+02	3,94
2/5	1,688	2,41E+07	4,35	3,11E+02	6,97	2,18E+01	4,28	5,05E+03	4,07	9,58E+03	4,28
2/6	1,726	2,07E+05	4,46	3,39E+02	6,75	3,35E+01	4,5	4,06E+03	4,06	4,61E+02	3,99
2/7	1,646	7,24E+06	4,36	5,62E+02	8,37	3,20E+01	4,54	6,46E+03	4,09	1,39E+04	4,41
2/8	1,609	7,72E+05	4,53	4,08E+02	7,47	3,37E+01	4,47	3,93E+03	4,04	4,95E+02	3,99
2/10	1,551	2,67E+05	4,43	3,76E+02	6,96	2,90E+01	4,38	4,08E+03	4,05	5,13E+02	3,99
2/11	1,257	<b>1,51E+08*</b>	4,81	3,47E+02	6,35	6,31E+01	4,66	<b>9,64E+04</b>	4,22	5,76E+03	4,12
2/14	1,412	7,13E+06	4,67	5,00E+02	7,13	6,50E+01	4,76	1,48E+04	4,18	1,32E+04	4,32
2/15	1,753	4,18E+07	4,56	6,45E+02	8,45	3,57E+01	4,52	1,21E+04	4,18	<b>2,68E+04</b>	<b>4,86</b>
2/16	1,661	7,38E+05	4,47	4,25E+02	7,44	3,21E+01	4,48	8,62E+03	4,12	1,40E+04	4,41
2/17	1,304	7,51E+05	4,51	<b>1,20E+03</b>	<b>9,89</b>	4,45E+01	4,56	3,71E+03	4,03	2,64E+04	4,63
3/13	0,448	2,14E+05	4,19	6,45E+02	5,97	1,34E+02	4,5	1,78E+03	3,99	1,78E+03	3,99
4/2	1,475	9,93E+03	4,12	4,76E+02	7,11	3,52E+01	4,51	5,40E+02	3,99	2,24E+04	4,6
4/3	1,671	4,74E+02	3,98	3,80E+01	4,41	1,91E+01	4,22	4,75E+02	3,99	4,30E+02	3,6
4/4	1,691	4,70E+02	3,99	5,43E+01	4,83	1,71E+01	4,1	4,68E+02	3,98	4,70E+02	3,99
4/5	6,218	6,70E+02	4,03	1,46E+02	8,43	6,29E+00	4,28	7,93E+02	4,03	2,24E+03	4,24
4/6	3,190	2,61E+03	4,07	1,51E+02	6,85	1,04E+01	4,25	2,50E+02	4	9,74E+02	4,04
4/7	2,319	6,55E+05	4,43	1,85E+02	6,46	2,59E+01	4,51	3,43E+02	4	3,18E+03	4,11
4/8	0,492	6,04E+04	4,26	2,64E+02	4,94	9,16E+01	4,45	1,61E+03	3,98	0,00E+00	0
4/10	0,328	2,42E+03	3,99	6,68E+02	5,43	1,23E+02	4,37	2,41E+03	3,99	2,40E+03	3,96
5/2	0,624	1,94E+07	4,43	8,26E+02	7	7,46E+01	4,35	1,65E+04	4,07	1,27E+03	3,98
5/5	2,623	4,07E+04	4,32	1,43E+02	6,32	2,15E+01	4,47	7,49E+04	<b>4,3</b>	2,05E+03	4,08
5/6	2,197	3,62E+02	3,99	5,53E+01	5,13	8,52E+00	3,99	3,61E+02	3,99	3,55E+02	3,99
5/7	3,262	2,44E+02	4	5,36E+01	5,59	6,24E+00	4,03	2,44E+02	4	2,40E+02	4,93
5/8	1,559	1,59E+04	4,21	1,72E+02	6	1,46E+01	4,07	3,69E+03	4,04	5,09E+02	3,98
5/9	7,393	4,80E+07	<b>7,51</b>	4,46E+01	6,19	4,21E+00	4,22	5,85E+02	4,03	1,08E+02	3,99
Всє	56,7	<b>1,51E+08</b>	<b>7,51</b>	<b>1,20E+03</b>	<b>9,89</b>	<b>1,13E+02</b>	<b>4,72</b>	<b>9,64E+04</b>	<b>4,3</b>	<b>2,68E+04</b>	<b>4,86</b>

\* - жирним шрифтом виділені максимальні зафіксовані й відібрані значення.

Таким чином, в розрахунках, що вимагають використання середньоквадратичного відхилення (при використанні методу «статистичного програвання» дії на вагон вертикальних і бічних факторів силового впливу), його величини *подвоєні* (див. відповідні колонки таблиці 4.7, а саме – 4, 6, 8, 10 і 12).

#### 4.4 Оцінка рівню та характеру рівномірної корозії несучих елементів локомотивів промислового транспорту.

Аналіз даних товщинометрії основних несучих конструкцій локомотивів промислового транспорту показує, що середнє зменшення товщини НК обраних локомотивів внаслідок рівномірної корозії варіюється в межах 0,03–0,1 мм/рік.

У кожному перерізі окремого виду НК моделей ТРС хмари вимірів товщини мають приблизно однакову форму й відрізняються положенням цієї хмари на осі ординат. Тому через значний обсяг джерел даних будемо ілюструвати дані вимірів товщини кожного виду НК, які відображають типову динаміку корозії в перерізі.

В перерізах кузовів тепловозів ТЕМ2 було виявлено одиничні викиди, які значно відрізнялися від відповідних основних груп отриманих значень, а також групи викидів та незвичні відхилення значень у кузовах тепловозів ТГМ4.

Аналіз за критерієм Граббса показав, що вилучені значення в даних кузовів тепловозів ТЕМ2 були викидами навіть за рівня довіри  $\alpha = 0,005$ , хоча для проведення перевірки отриманих даних на викид рівень довіри було взято на рівні  $\alpha = 0,05$ . У випадку тепловозів ТГМ4 після усунення аномалій в отриманих даних було проведено повторний аналіз даних та вилучення викидів на попередньо визначених умовах.

Початкові дані щодо зношування верхньої полицки поздовжніх балок рами кузова тепловоза ТЕМ2 (точка 1 на рисунку 2.12 *a*) наведено на рисунку 4.5. Горизонтальна вісь – час у роках, а вертикальна вісь – товщина несучої конструкції, що виражена у міліметрах.

На рисунку 4.6 побудовано тренд розвитку корозії в цій точці.

За формою хмари значень та залежністю товщини металу від віку НК описують формулами лінійного тренду, що зазначені в таблиці 4.8.

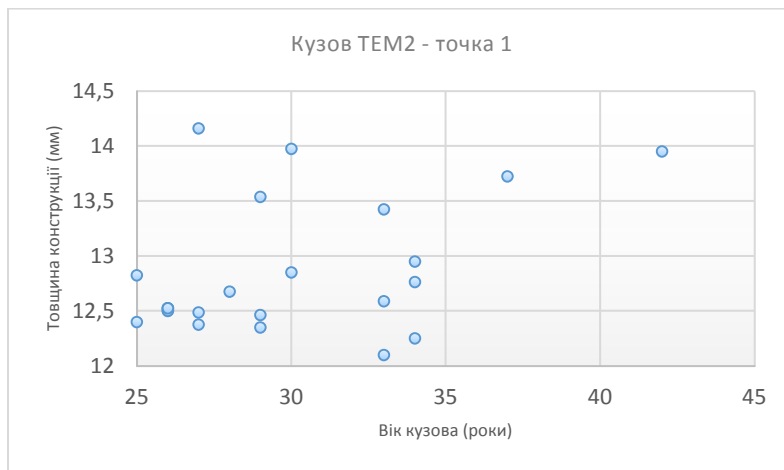


Рисунок 4.5 – Початкові дані товщини верхніх полицок рами кузова тепловоза ТЕМ2

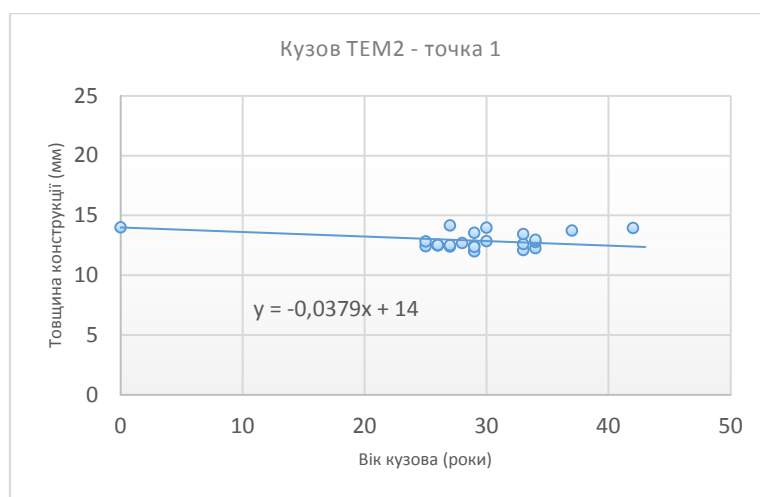


Рисунок 4.6 – Тренд розвитку корозії точки 1 на рамі кузова тепловоза ТЕМ2

Таблиця 4.8 – Тренди корозії рами кузова тепловоза ТЕМ2

Точка виміру (підрозділ 2.3)	Формула тренду
1	$y = 14 - 0,0379 \cdot x$
2	$y = 10 - 0,0481 \cdot x$
3	$y = 14 - 0,0344 \cdot x$
4	$y = 24 - 0,0823 \cdot x$
5	$y = 24 - 0,0818 \cdot x$

На рисунках 4.7 та 4.8 відображено дані з верхньої полицки візка тепловоза ТЕМ2 та отриманий тренд розвитку корозії.



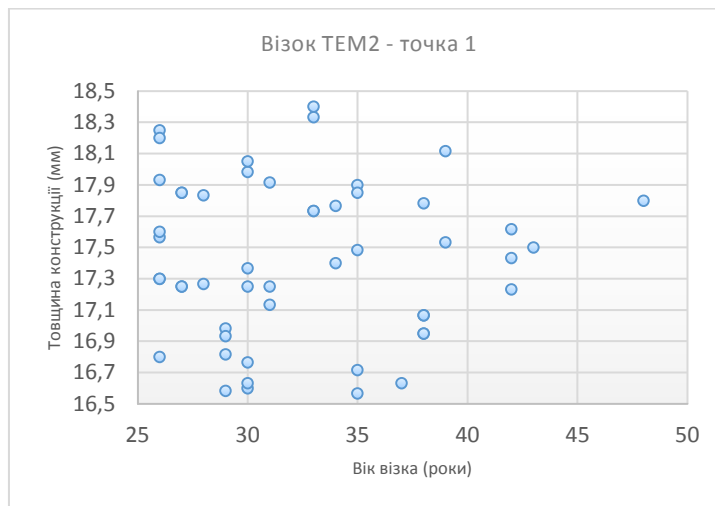


Рисунок 4.7 – Початкові дані з верхньої полицки рами візка тепловоза TEM2

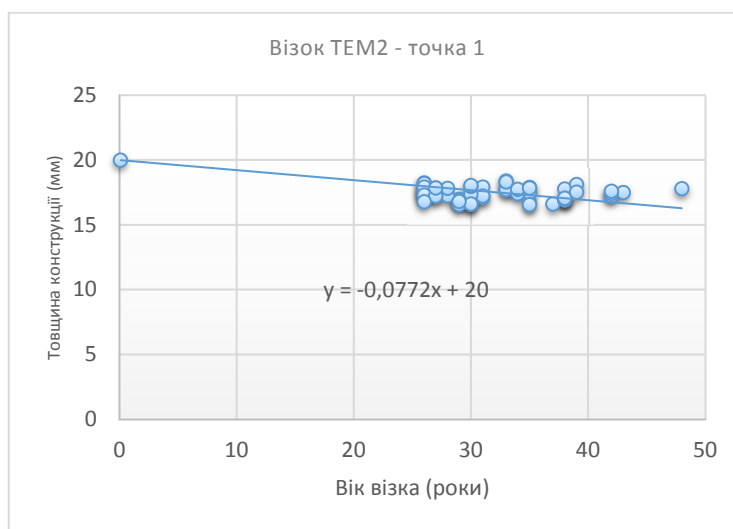


Рисунок 4.8 – Тренд розвитку корозії точки 1 на рамі візка тепловоза TEM2

Формули трендів корозії візків тепловоза TEM2 наведено в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Тренди корозії візків тепловоза TEM2

Точка виміру (підрозділ 2.3)	Формула тренду
1	$y = 20 - 0,0772 * x$
2	$y = 16 - 0,0657 * x$
3	$y = 32 - 0,0778 * x$
4	$y = 16 - 0,0650 * x$

Дані, отримані з моделі ТГМ4 та модифікацій ТГМ4А та ТГМ4Б, відрізняються розкидом значень та формою хмар точок. Товщини кузова виділяються різким стрибком значень на межі 25–26 років (рисунок 4.9).

З отриманих формул трендів видно, що в рамах кузовів стінки двотавра більш схильні до корозії, ніж полицки. Верхні та нижні полицки мають майже ідентичну швидкість корозії, проте значення від'ємного коефіцієнта для верхніх полицок в обох моделях тепловозів трохи більше, ніж для нижніх. У разі наявності бронелистів у конструкції рам кузовів вони також є осередком підвищеної корозії.

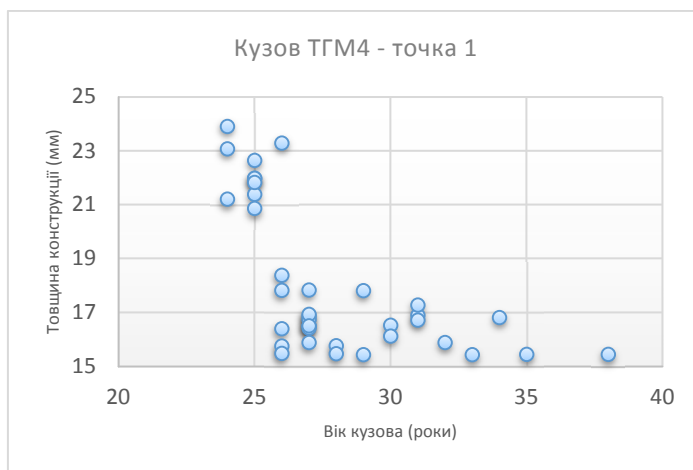


Рисунок 4.9 – Початкові дані щодо верхньої полицки рами кузова тепловоза ТГМ4.

Неприродний стрибок отриманих значень на межі 25–26 років пояснюється використанням іншого профілю в певній групі локомотивів. Усі одинадцять локомотивів, які потрапили в діапазон значень 20–24 мм, належать до модифікації ТГМ4Б. Оскільки ця модифікація представляє вузьку групу локомотивів віком 24–25 років, відповідні дані було вилучено та в обробці не задіяно. Побудований тренд наведено на рисунку 4.10.

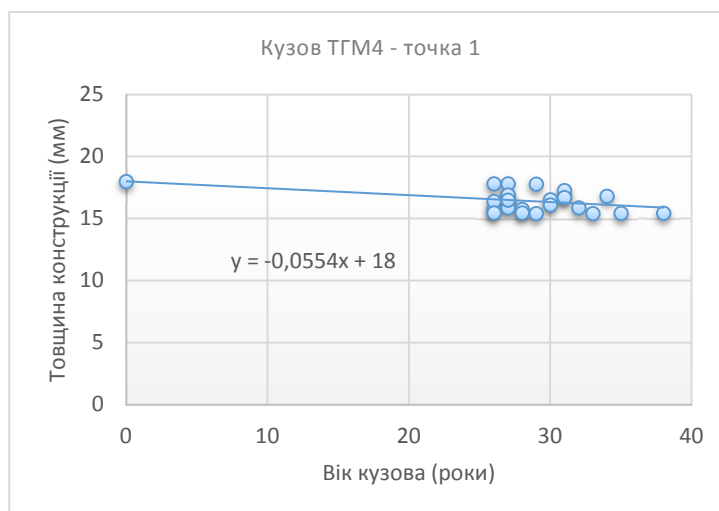


Рисунок 4.10 – Тренд розвитку корозії точки 1 на рамі кузова тепловоза ТГМ4

Формули трендів усіх точок перерізів рам кузовів тепловозів ТГМ4 наведено в таблиці 4.10.

Таблиця 4.10 – Тренди корозії візків тепловоза ТГМ4

Точка виміру (підрозділ 2.3)	Формула тренду
1	$y = 18 - 0,0554 * x$
2	$y = 14 - 0,0687 * x$
3	$y = 18 - 0,0532 * x$

Початкові дані товщин верхньої полицки рам візків тепловозів ТГМ4 подано на рисунку 4.11.

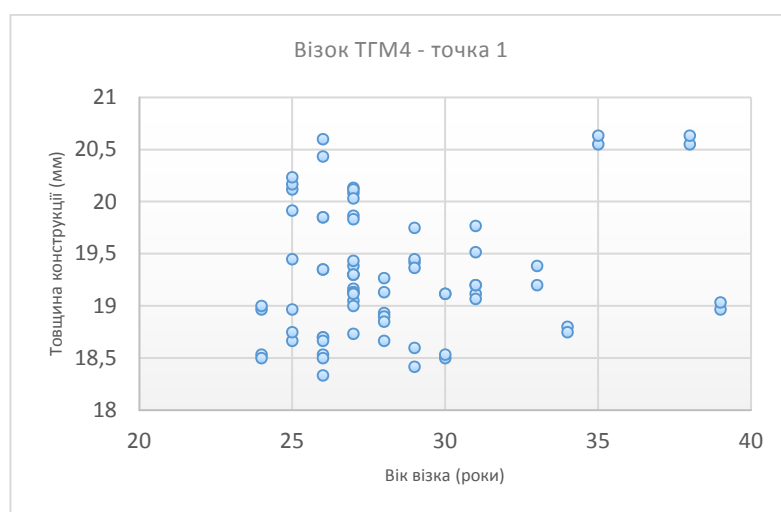


Рисунок 4.11 – Дані щодо корозії в точці 1 рами візка тепловоза ТГМ4.

Тренд розвитку корозії тепловоза ТГМ4 наведений на рисунку 4.12.

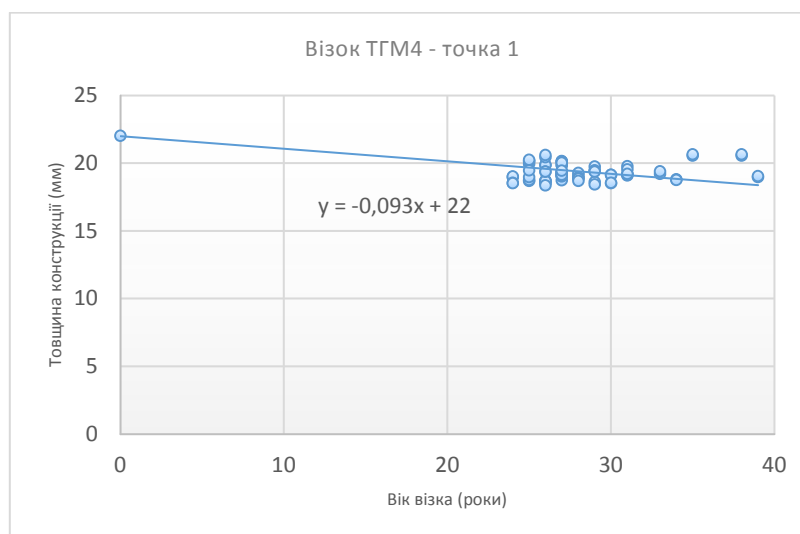


Рисунок 4.12 – Тренд корозійного ураження точки 1 рами візка тепловоза ТГМ4

Формули трендів корозії металу рами візка подано в таблиці 4.11.

Таблиця 4.11 – Тренди рівню корозії візків тепловозів ТГМ4.

Точка виміру (підрозділ 2.3)	Формула тренду
1	$y = 22 - 0,0920 * x$
2	$y = 18 - 0,0858 * x$
3	$y = 32 - 0,1037 * x$
4	$y = 18 - 0,0857 * x$

Для балок візків коробчастого типу обох моделей тепловозів характерна перевага швидкості розвитку корозії металу полицок над швидкістю розвитку корозії металу стінок. При цьому нижні полицки втрачають товщину металу швидше, ніж верхні.

Аналіз даних з обстеження товщини несучих конструкцій парку локомотивів промислового транспорту дають підстави для таких висновків:

- рівень рівномірної корозії основних несучих конструкцій тепловозів промислового транспорту має слабку залежність від строку їх експлуатації, тобто матеріал конструкцій є достатньо стійким до корозії;
- середнє зменшення товщини НК локомотивів унаслідок рівномірної корозії варіюється в межах 0,03–0,1 мм/рік;
- на підставі рівня рівномірної корозії нижніх полицок можна прогнозувати стан корозії інших елементів екіпажної частини ТРС;
- зменшити обсяг вимірювань товщини НК можна наступним чином:
  - перевіряти рівень рівномірної корозії нижніх полицок рам візків;
  - у випадку їх незначної (до 10 % номінальної товщини) корозії провести вибірковий контроль інших точок за протоколами візуального огляду локомотива, але в разі виявлення хоча б однієї точки з великим рівнем (>30 % номінальної товщини) корозії провести перевірку рівню корозії у всіх рекомендованих протоколами обстеження технічного стану місцях.
  - у випадку виявлення суттєвої корозії (>30 % номінальної товщи-

ни) провести перевірку рівнів корозії у всіх рекомендованих протоколами обстеження технічного стану точках.

#### Висновки по розділу 4

У розділі на оцінено показники навантаженості вузла демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення. Оцінено вплив вертикальної динаміки руху електропоїзда подвійного живлення на поздовжні навантаження демпфера коливань виляння його візків. Встановлено, що вплив вертикальної динаміки на підвищення рівню напружень у опорній плиті гасника коливань виляння може враховуватися введенням постійного коефіцієнту  $K_{vi}=0.947$ , що припускає постійне знаходження рами візка в несприятливому положенні щодо рами кузова

Проведено оцінку динамічної навантаженості кузова вагону-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих (за даними натурних випробувань) та наробітку при поздовжніх ударах (на підставі довідкових статистичних даних «Норм розрахунків...» [85]).

Оцінено рівень та характер рівномірної корозії несучих елементів локомотивів промислового транспорту, зроблено висновки щодо удосконалення регламентів вимірювання товщини локомотивів промислового транспорту. встановлено, що рівень рівномірної корозії основних несучих конструкцій тепловозів промислового транспорту має слабку залежність від строку їх експлуатації, тобто матеріал конструкцій є достатньо стійким до корозії.

Результати, наведені в розділі, опубліковано в роботах [29, 31, 139].

## РОЗДІЛ 5 УДОСКОНАЛЕННЯ ОЦІНОК РЕСУРСУ ТА УМОВ ПОДАЛЬШОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ РУХОМОГО СКЛАДУ

В розділі наводиться результати автора з розрахунку режиму експлуатації валу двигуна магістрального електровоза змінного струму ВЛ80, оцінки ресурсу вузла гідравлічного демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення, наведено приклади оцінки ресурсу рами візка маневрового тепловоза ТЕМ2 та ресурсу рами кузова вагона-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів.

В наведених розрахунках знайшли відображення принципи розвитку методів оцінки ресурсу НК рухомого складу, які орієнтовані на отримання максимально вірогідних його оцінок при наявності обмеженого обсягу знань щодо характеристик та умов динамічної навантаженості досліджуваних конструкцій. Розумне використання апріорних гіпотез та наявних у відкритому доступі даних дозволяє дотримуватися поміркованих (в залежності від фактичного стану локомотива) значень запасів надійності розрахунку.

Дуже важливою видається можливість забезпечення додаткового терміну силових елементів конструкції РС з недосконаlostями (несуцільностями, включеннями) які у випадку подальшої їх експлуатації можуть стати потенційним джерелом виникнення та розвитку втомних тріщин. В випадку руйнувань валів ТЕД ,який розглядається в дисертаційній роботі слід врахувати наявність небезпечних несучільностей валів (рисунок 1.14), які припускають можливість не виявлення таких несучільностей існуючими ультразвуковими засобами контролю, що ймовірно й послужило причиною руйнувань. Вирішенням даної проблеми можуть бути наступні рішення:

- суцільна заміна валів ТЕД електровозів даного типу, як мінімум, в депо, де спостерігалися вказані руйнування;
- розумне обмеження навантажень шляхом корекції вагової норми поїздів з метою недопущення розвитку тріщин в потенційно небезпечних елементах конструкції.

Саме другий підхід застосовано для оцінки міцності та умов подальшої експлуатації валів ТЕД в даній роботі.

### **5.1 Розрахунок припустимого навантаження валу двигуна магістрального електровоза змінного струму ВЛ80.**

Особливістю розрахунку припустимого навантаження валу двигуна магістрального електровоза ВЛ80 є специфічний характер виникнення втомної тріщини (підрозділ 1.5.5), яка розвивається з розташованої поздовжньо-радіально макротріщини (можливо, неметалевого включення, або несущільності, рисунок 1.14, розділ 1) та продовжує зростати в площині поперечного перетину вісі типово для втомного руйнування. Власне, такий характер розвитку подій (а не навпаки) слідує з розташування шарів втомної «мушлі» та місця її зародження від розташованої поздовжньо-радіальної несущільності.

Моделювання НДС конструкції з тріщиною при розтяганні та згині є більш-менш тривіальною процедурою, розглянутою в підрозділі 2.2.2, але при крутінні, визначення НДС валу двигуна з розташованою поздовжньо-радіальною несущільністю потребує нестандартного підходу.

Отримання адекватних результатів моделювання напружено-деформованого стану (НДС) конструкції з несущільністю є далеко не тривіальним завданням. По-перше, метод скінченних елементів (МСЕ) часом створює локально погано обумовлену систему рівнянь (з головним визначником системи рівнянь, близьким до нуля) у випадку, коли конфігурація скінченного елемента (СЕ) містить кути, близькі до  $0^\circ$  або  $180^\circ$ , що приводить до зростання погрішностей визначення компонент напружено-деформованого стану в таких зонах [54]. По-друге, при намаганні створити якийсь уніфікований тип стандартного вістря тріщини, напруження в його зоні можуть суттєво відрізнитися.

Аналіз руйнувань валів якорів електродвигунів (ЕД) на Одеській залізниці (підрозділ 1.5.5, таблиця 1.6) дозволяє зробити висновок, що первинною причиною руйнувань є передача крутного моменту тяги, що спричиняє виникнення

тріщини уздовж осі валів (рисунок 1.14) на відміну від згину, який спричиняє подальший розвиток тріщини в площині його поперечного перерізу.

Таким чином, спеціальна розрахункова модель для визначення напружено-деформованого стану має моделювати несучільність, розташовану в площині, яка проходить через поздовжню вісь валу.

Для вирішення даної проблеми пропонується наступний підхід:

- застосувавши метод перерізів [121], розділити масивне тіло в напрямку дислокації несучільності (для валу якоря це буде площина, яка проходить через поздовжню вісь валу);
- провести розрахунок НДС [53] цілого валу;
- провести розрахунок НДС [53] частини валу, відокремленої площиною, яка проходить через поздовжню вісь валу, та закріпленнями цієї площини досягти якісного та кількісного збігу напружень повної та розсіченої площиною моделей;
- виділити в роздільній площині окремий субелемент, який розміром, формою та розташуванням співпадає з обраною типовою несучільністю;
- внутрішня область субелементу звільняється від закріплень, моделюючи тим самим пласку тріщину.

Ідеалізація валу якоря ТЕД наведена на рисунку 5.1.

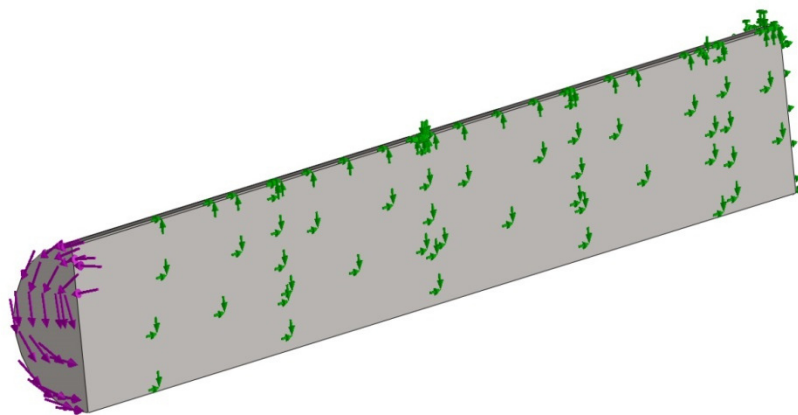


Рисунок 5.1 – Ідеалізація валу якоря ТЕД



В поздовжній площині вибрано несучільний еліптичний елемент (рисунок 5.2), розміром 20х60 мм, розташований уздовж поздовжньої осі вала в радіальній площині його підповерхневій зоні на відстані 1 мм від поверхні. Розбивка моделі на скінченні елементи наведена на рисунку 5.3.

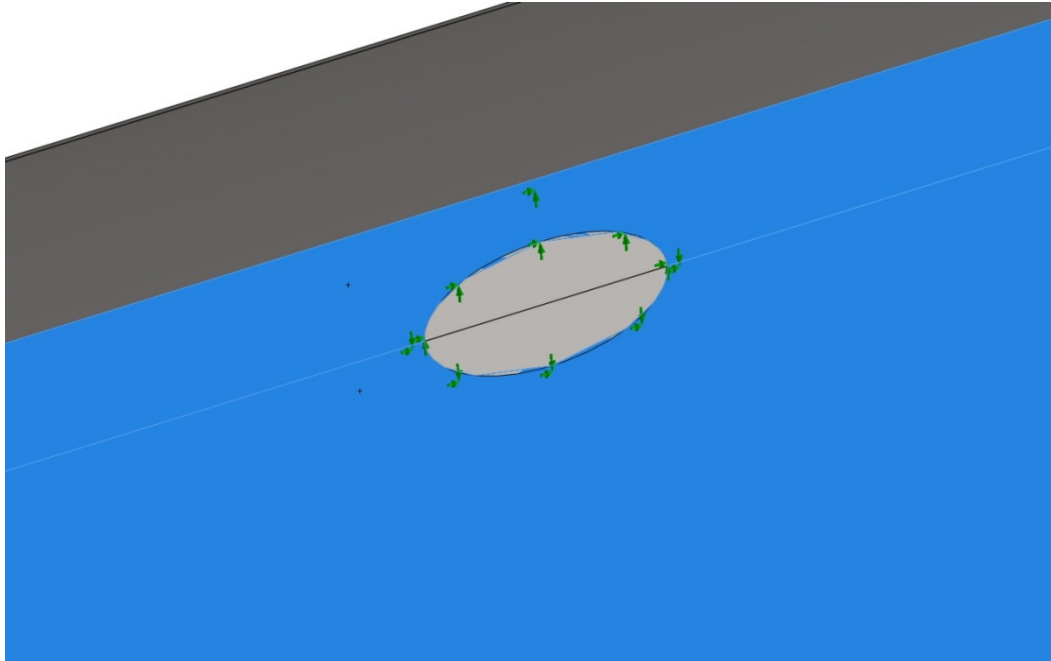


Рисунок 5.2 – Розташування моделі поздовжньої несучільності вала якоря ТЕД.

Имя модели: 1000  
Имя исследования: Исследование 1  
Тип сетки: Сетка на твердом теле

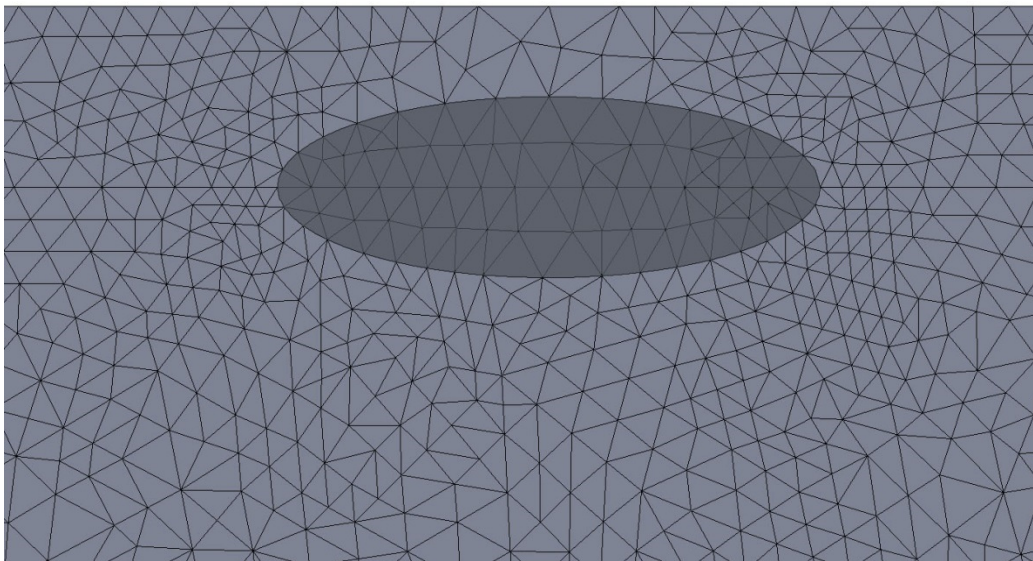


Рисунок 5.3 – Розбивка зони несучільності на скінченні елементи.

Крутний момент, який відповідає обмеженню сили тяги по зчепленню колісних пар з рейками, викликає кручення вала та напружений стан, як показано на рисунку 5.4.

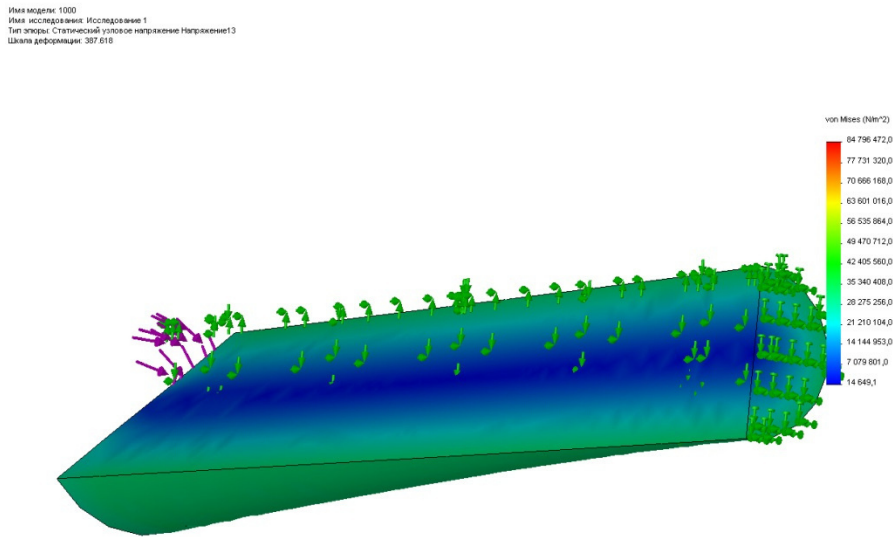


Рисунок 5.4 – Напруження в суцільному валу якоря ТЕД при прикладанні максимально припустимого навантаження.

В районі несучільності виникають два явні концентратори напружень, показані на рисунку 5.5.

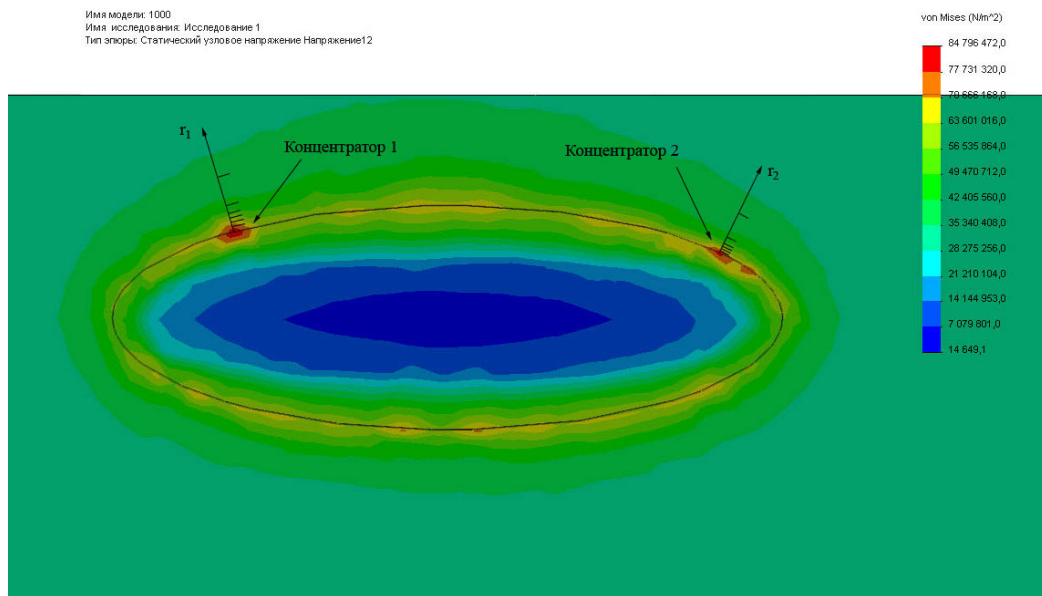


Рисунок 5.5 – Напруження у валу якоря ТЕД біля границь несучільності.

Початком процесу розвитку руйнування в нашому випадку будемо вважати момент, коли вістря тріщини впирається в границі кристалітів на більшій частині її довжини. Прийmemo розподіл розрахункових напружень гіперболічним у відповідності до виразу (2.21), підрозділу 2.2.1 буде апроксимований виразом

$$\sigma_R = \frac{\kappa}{\sqrt{r}} \quad (5.1)$$

де  $\sigma_R$  - розрахункове (Von Mises) напруження;  $\kappa$  - коефіцієнт пропорційності (аналог коефіцієнту інтенсивності напружень, КІН);  $r$  - відстань по вісі, розташованої від вістря тріщини в напрямку її росту.

На рисунку 5.5 наведено обрані місця найбільших напружень, які мають місце при крученні валу якоря з еліптичною несучільністю. Відповідні дані для розрахунку надано в таблицях 5.1 та 5.2.

Таблиця 5.1 – Дані розрахунку для концентратора 1.

Розрахункові напруження, МПа	Відстані по осі напрямку розвитку тріщини, мм	Нормовані теоретичні напруження, МПа	Теоретичні напруження, МПа
1	2	3	4
84,8	0	-	-
70,6	0,045	4,69	80,70
63,6	0,078	3,57	61,48
56,5	0,11	3,00	51,6
49,5	0,144	2,64	45,33
42,4	0,217	2,15	36,97
32,3	0,479	1,44	24,85

Таблиця 5.2 – Дані розрахунку для концентратора 2.

Розрахункові напруження, МПа	Відстані по осі напрямку розвитку тріщини, мм	Нормовані теоретичні напруження, МПа	Теоретичні напруження, МПа
1	2	3	3
84,8	0	-	-
70,6	0,0037	4,69	130,5
63,6	0,0087	3,57	86,0
56,5	0,0136	3,00	68,7
49,5	0,0234	2,64	52,3
42,4	0,0431	2,15	38,5
32,3	0,1363	1,44	21,7

Графіки розрахункових та апроксимаційних залежностей розподілу напружень в зоні вістря тріщини, відповідно, для концентраторів 1 та 2, наведено на рисунках 5.6 та 5.7.

Для розрахункових напружень отримані залежності (5.2).

$$\sigma_{R1} = \frac{17,2}{\sqrt{r_1}}; \quad \sigma_{R2} = \frac{8,0}{\sqrt{r_2}} \quad (5.2)$$

Наступні розрахункові формули призначені для визначення зон та рівню допустимих напружень.

Враховуючи те, що в області вістря тріщини циклічне навантаження завжди є симетричним, визначимо величину  $\sigma_{-1}$  з якою буде порівнюватися амплітудне теоретичне значення напруження у вістрі тріщини.

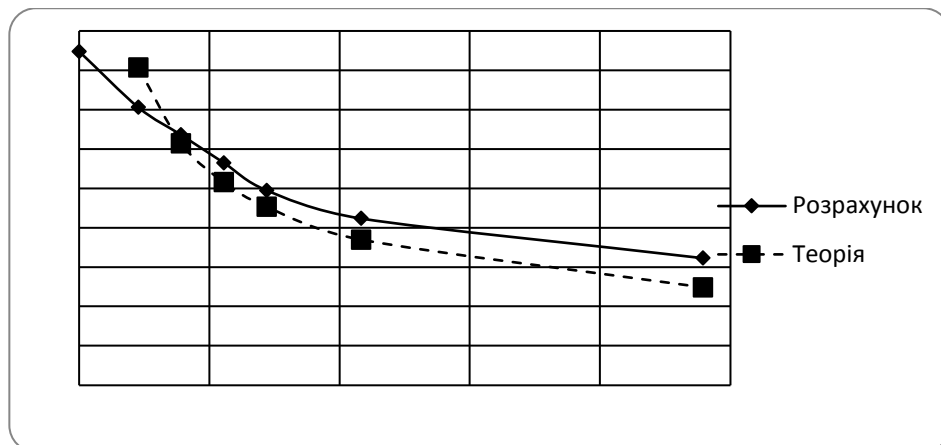


Рисунок 5.6 – Розрахункові та теоретичні напруження в зоні концентратора 1

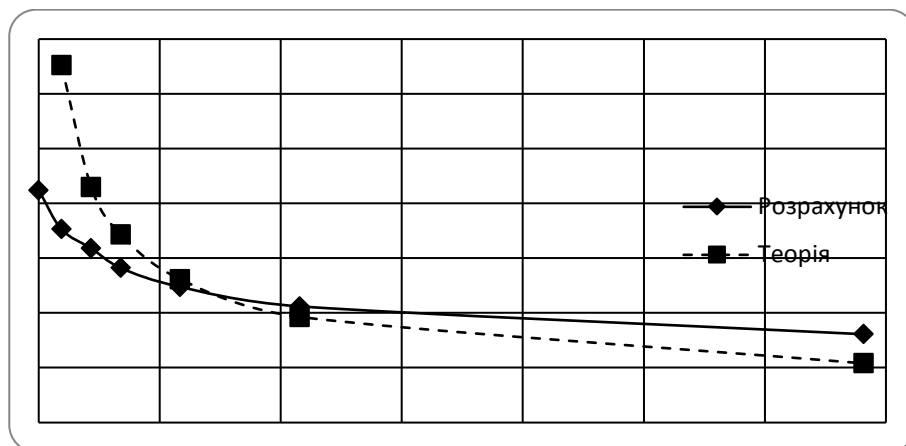


Рисунок 5.7 – Розрахункові та теоретичні напруження в зоні концентратора 2

У відповідності до [77], за формулою (2.35) розділу 2 роботи, за умови введення нормативного [84] коефіцієнту запасу  $[n]=2$ , отримаємо припустиме значення границі витривалості матеріалу вала двигуна:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_s \cdot 0,496 \cdot 0,86}{[n]} \quad (5.3)$$

За даними [115], границя міцності  $\sigma_s$  для сталі 20ХН3А (приповерхневий шар) складає 690 МПа, тому границя витривалості симетричного циклу навантаження буде  $\sigma_{-1}=147,2$  МПа.

З виразу (5.2) отримаємо припустиму довжину, усередині котрої напруження перевищують припустимі  $[\sigma_R] = \min\{\sigma_{R1}, \sigma_{R2}\}$ :

$$[r] = \left( \frac{\kappa}{[\sigma_R]} \right)^2 \quad (5.4)$$

Будемо вважати причиною руйнувань значну вагову норму, яка наразі складає на Одеській залізниці  $P_{поточн.}=5000$  т.

Вважатимемо зменшення ваги поїзда пропорційним відношенню довжини  $[r]$  при вістрі тріщини, де напруження перевищують припустимий рівень (формули (5.3, 5.4) і таблиця 5.3) з середнім розміром надміцних кристалітів (зерен) металу, яке визначається таким чином

$$[P] = \frac{\bar{r}}{[r]} P_{поточн.} \quad (5.5)$$

де  $[P]$  – припустима вага поїзду, тн.;  $[r]$  – припустима довжина, усередині котрої напруження перевищують припустимі рівні.  $\bar{r}$  – середнє значення розміру зерна металу, визначеного шляхом металографічного дослідження валів;  $P$  – поточна вага поїзда на ділянці обертання.

Результати розрахунків зведені в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3 – Дані розрахунку для визначення припустимої ваги поїзда

№ з/п	№ концентратора	Величина $[r]$ , мм	Величина $\bar{r}$ , мм,	$[P]$ – припустима вага поїзду, т.
1	2	3	4	5
1	3	0,01366	0,01244	<b>4560</b>
2	4	0,002955	0,0132	22300

Слід зауважити (рисунок 1.14, підрозділ 1.5.5), що руйнування валів не завжди починається з поверхні, тобто внаслідок можливості імпульсного навантаження валу ТЕД моментом, що перевищує максимальний момент тяги по зчепленню колеса з рейкою. Тому був проведений розрахунок, який відповідає руйнуванню за випадком, показаним на рисунку 1.14. Результати розрахунку наведені на рисунку 5.8.

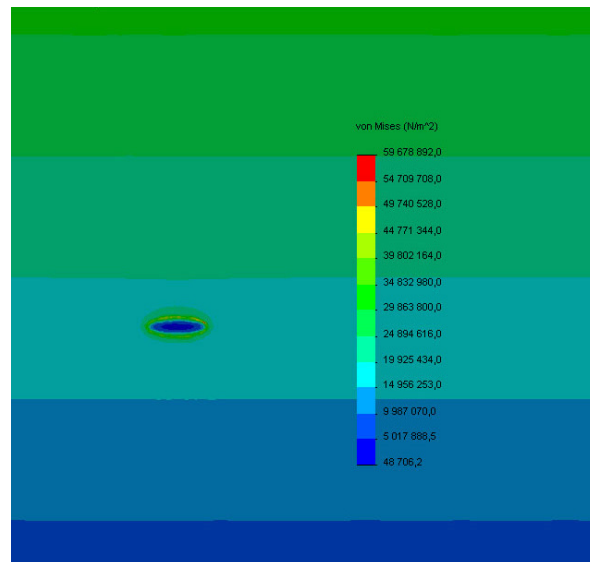


Рисунок 5.8. Розрахункові напруження при розташуванні несучільності на відстані 20 мм від поверхні.

На відміну від підповерхневого розташування несучільності, максимальні напруження при максимальному моменті тяги по зчепленню колеса з рейкою складають 60 МПа. проти 68 МПа при поверхні. Тому вагова норма має бути скоригована з урахуванням (5.3), (5.4), а саме

$$[P_{нов}] = \sqrt{\frac{60}{68}} [P] = \sqrt{\frac{60}{68}} 4560 = 4300 \text{ тон.}$$

Проведені в підрозділі дослідження дозволили зробити наступні висновки:

1. Основною причиною руйнування металу валу була наявність пори, розміри якої більше ніж на порядок перевищували допустимі за ГОСТ 4543-71 [36].

2. Наявність міжкристалічних пор і міжкристалічної ліквідації зменшило енергоємність руйнування валів.
3. Передчасне руйнування валів не могло бути спричинено зовнішніми факторами технологічного або виробничого характеру, такі як продукти корозії та метал втомлених тріщин не містять неприродних для процесу експлуатації хімічних елементів.
4. Перша фаза руйнування валу якоря являє собою поздовжню тріщину, що обумовлена дією крутного моменту, яка в наступному розвивалася в площині поперечного перетину якоря та причиною такого розвитку був, в основному, круговий згин. Характерний розвиток первинної тріщини з неметалевого включення на поверхні та протягом декількох (до 20 циклів) змінних навантажень на вигін трапилося низькоенергетичне його руйнування.

## **5.2 Методи прямого порівняння наробітків та «статистичного програвання» при оцінці ресурсу вузла гідравлічного демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення.**

Метод безпосереднього порівняння наробітків [115] заснований на прямому використанні статичної кривої витривалості й на тім, що сумарний наробіток  $S$  форми  $\sigma^m N = C$  (формула 2.1, розділ 2, або [154]) є константою за умови лінійного накопичення пошкоджень у конструкції.

При проведенні стендових вібраційних випробувань на втому вузол демпфера коливань (підрозділ дисертації 1.5.2) навантажувався максимальною розрахунковою силою при експлуатації з боку демпфера коливань виляння ( $F=9кН$ ) із частотою  $f=5$  Гц, яка була максимальною за можливостями стендового обладнання Виконавця випробувань. Напруження в точці  $t30$  (приклад реалізації експлуатаційного навантаження наведено на рисунку 4.1, підрозділ 4.1. дисертаційної роботи) при проведенні стендових вібраційних випробувань склало (на підс-

таві даних[44])  $\sigma_{t30} = 65.5$  МПа. Загальний наробіток, отриманий при цьому конструкцією, становить

$$D_a \cdot T_a = D_a \cdot \frac{N_0}{f} = \frac{(\sigma_{t30} K_{vi})^m \cdot N_0}{f} \quad (5.6)$$

У виразі (5.5):  $D_a$  - наробіток ступеневої форми (див. вище) за одиницю часу;  $T_a$  - час випробувань;  $N_0$  – відповідно до виводів пп. 4.1;  $f$  – див. попередній абзац;  $\sigma_{t30}$ - згідно [44];  $K_{vi}$  - згідно виразу (4.1), підпункту 4.2 дисертації;  $m$  - згідно виразу (2.2) підпункту 2.1 дисертації.

Результати оцінки ресурсу вузла методом порівняння наробітків наведені в таблиці 5.4. Конструкція модуля гасника коливань виляння (друга модернізація підвищеної надійності) має істотний  $n_R = 210$  запас наробітку щодо проектного терміну служби 50 років.

Основна ідея методу «статистичного програвання» (підрозділ 2.1 дисертаційної роботи) полягає в математичній симуляції процесу накопичення пошкоджень. При цьому, на вхід математичної моделі надходить гармонійний сигнал основної частоти коливань  $f_e$  з нормальним законом розподілу амплітуд, при цьому статистичні характеристики розподілу якого збігаються з експлуатаційним навантаженням.

Таблиця 5.4 – Оцінка ресурсу вузла методом прямого порівняння наробітків.

Параметр	Значення
№ дослід - № запису [106]	6-29
Наробіток на 1 км $D_a$ , МПа <sup>9</sup> Км <sup>-1</sup>	$1.16 \cdot 10^{14}$
Наробіток, випробування $D_a T_a$ , МПа <sup>9</sup>	$4.38 \cdot 10^{23}$
Співвідношення наробітків $D_a T_a / D_a$ , (залишковий пробіг, тис. км.)	3778080
Річний пробіг $L_d$ , тис. км.	360
Ресурс $R_l$ ( $R_d$ ), років	10494
Наробіток на 50 років $D_{d50}$ , МПа <sup>9</sup>	$2.085 \cdot 10^{21}$
Запас по наробітку $n_R = (D_a T_a) / D_{d50}$	210
Запас, зведений до лінійної залежності від напружень $n_\sigma = n_R^{1/m}$	1.78

При використанні для поперечної балки стали, аналогічної SM 490A будемо вважати, що її характеристики витривалості мають таку ж пропорцію [128] у порівнянні зі сталлю SUS301L, як їхні границі текучості, тобто 0.793. Умовно зме-



ншимо наробіток при випробуваннях в  $0.793^9$  разів. Для цього випадку таблиця 5.5 приймає вигляд, показаний нижче.

Таким чином, при використанні стали SM 490A, конструкція також може експлуатуватися протягом 50 років.

Таблиця 5.5 – Оцінка ресурсу вузла для альтернативного матеріалу.

Параметр	Значення
№ досліду -№ запису запису [106]	6-29
Наробіток, випробування $D_a T_a, МПа^9$	$4.38 \cdot 10^{23}$
Співвідношення наробітків $D_a T_a / D_a$ , (залишковий пробіг, тис. км.)	468522
Ресурс $R_l (R_d)$ , років	1300
Наробіток на 50 років $D_{d50}, МПа^9$	$2.085 \cdot 10^{21}$
Запас по наробітку $n_R = (D_a T_a) / D_{d50}$	26
Запас, зведений до лінійної залежності від напружень $n_\sigma = n_R^{1/m}$	1.44

Обробка методом «дощу» [33] обраної реалізації процесу динамічних напружень у крапці  $t_{30}$ , що найбільш навантажує конструкцію, дає розподіл амплітуд та ймовірностей, показаний в таблиці 5.3.

Середня величина амплітуд динамічних напружень [87] становить  $M_{t30} = 12.68$  МПа, середньоквадратичне відхилення -  $s_{t30} = 11.31$  МПа. Таким чином, розрахункова амплітуда за «Нормами...» [87] становить  $M_{t30} + 2 \cdot s_{t30} = 35.3$  МПа.

Таблиця 5.6 – Розподіл амплітуд динамічних напружень в точці  $t_{30}$ .

Амплітуда розряду напружень, МПа	Імовірність
5.0	0.503086
10.0	0.159122
15.0	0.108368
20.0	0.065158
25.0	0.049383
30.0	0.038409
35.0	0.024691
40.0	0.021262
45.0	0.011660
50.0	0.007545
55.0	0.006859
60.0	0.001372
65.0	0.002058
70.0	0.000686

Для визначення домінуючої частоти коливань виляння був проведений спектральний аналіз процесу нагрюження вузла демпфера, спектр коливань наведений на рисунку 5.9. Домінуюча частота коливань при цьому складала  $f_e = 1.4$  Гц.

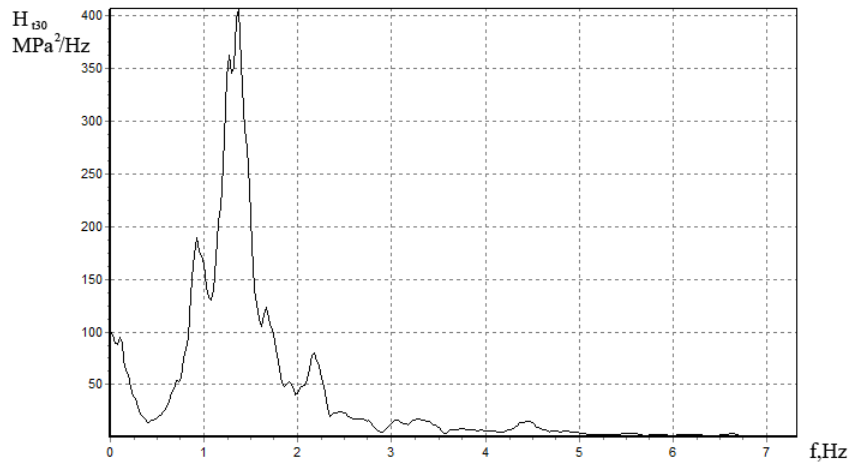


Рисунок 5.9 – Спектр процесу динамічного навантаження

Виходячи з рівнянь (2.10) визначимо реакцію конструкції на одиночне перевантаження:

$$\sigma_{-1}^+ = \sigma_{-1} \left( t + \frac{1}{f_t} \right) = \sqrt[m]{\sigma_{-1}^m - \frac{\sigma_v^m}{N_{-1}}}, \text{ де } \sigma_v > \sigma_{-1}$$

де  $\sigma_{-1}^+$  - границя витривалості конструкції після дії одиночного перевантаження;  $\sigma_{-1}$  - границя витривалості конструкції до дії одиночного перевантаження;  $\sigma_v$  - поточна амплітуда циклу динамічного напруження;  $m$  – показник ступеня кривої витривалості (вираз (2.2) підрозділу 2.1 дисертаційної роботи);  $N_{-1}$  – база випробувань, на підставі якої оцінений початкова границя витривалості конструкції.

Вихідні дані для виконання «статистичного програвання» наведені в таблиці 5.7.

Результати оцінки ресурсу вузла методом «статистичного програвання» наведені на рисунку 5.10 і в таблиці 5.8. Вважається, що конструкція починає руйнуватися при зниженні поточної границі витривалості до  $\sigma_{-1}^+ = 0$ .

Таким чином, розрахунок ресурсу методом «статистичного програвання» підтверджує можливість експлуатації модуля гасителя коливань виляння (друга

модернізація, відповідно до опису підрозділу 1.5.2 дисертації) на строк 50 років від побудови.

Таблиця 5.7 – Вихідні дані для оцінки скінченного ресурсу методом «статистичного програвання».

№ з/п	Найменування показника	Величина
1	2	3
1	Розрахункова амплітуда динамічних напружень, МПа	35.3
2	Оцінка границі витривалості на базі випробувань $N_0$ , МПа	65.5
3	База випробувань $N_{-1}$	$10^7$
4	Коефіцієнт запасу витривалості $n$	1.85
5	Розрахунковий середній річний пробіг, тис. км.	360
6	Середня швидкість руху, км./ч.*	100
7	Розрахунковий час експлуатації в рік, тис. год.	3,6
8	Домінуюча частота коливань $f_e$ , Гц	1,4

\* Примітка: оцінка середньої швидкості руху отримана для поїздів InterCity+ шляхом аналізу даних офіційних Інтернет-Ресурсів <http://intercity.uz.gov.ua/> і <http://booking.uz.gov.ua/ru/>

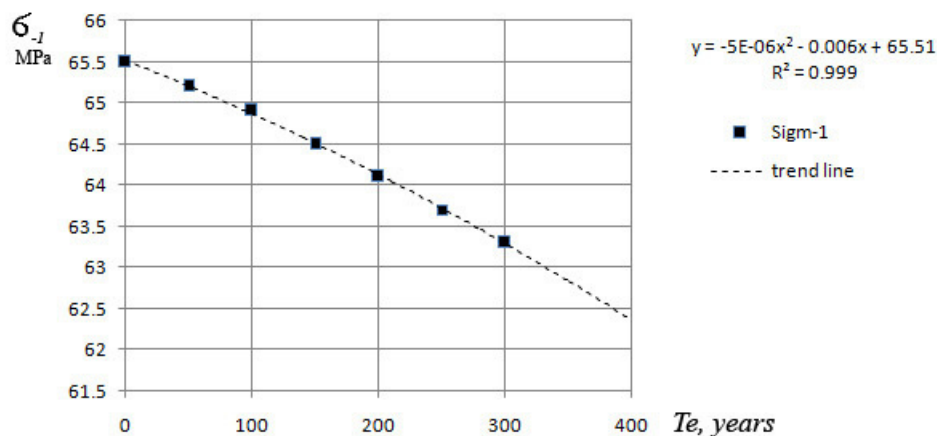


Рисунок 5.10 – Залежність зниження границі витривалості від терміну служби

Таблиця 5.8 – Оцінка ресурсу вузла методом «статистичного програвання».

№ з/п	Найменування показника	Значення
1	2	3
1	Початкове значення границі витривалості, МПа	65.5
2	Розрахунковий строк експлуатації за 50 років, тис.годин	180
4	Максимальне зафіксоване значення амплітуди циклу навантажень, МПа	110.3
5	Тривалість до першого перевищення поточної границі витривалості, годин	0.3
6	Границя витривалості після розрахункового строку експлуатації, МПа	65.2
7	Зниження границі витривалості після розрахункового строку експлуатації, %	0,45

Варто звернути особливу увагу, що всі наведені результати отримані для нормальних умов експлуатації ЕП і не можуть бути поширені на випадки аварійних ситуацій і інших інцидентів, що приводять до критичного порушення міцності елементів його екіпажної частини.

**Висновки:** Розрахунок скінченної величини ресурсу вузла гасника коливань виляння (друга модернізація підвищеної надійності) двома методами підтверджує можливість його експлуатації протягом 50 років від побудови. Отримані результати не можуть бути поширені на випадки аварійних ситуацій і інших інцидентів, що приводять до критичного порушення міцності елементів його екіпажної частини.

### **5.3 Оцінка ресурсу рами візка тепловоза ТЕМ2.**

Для оцінки строку експлуатації рам візків тепловоза ТЕМ2 (на прикладі тепловоза зав. № 2509 (візки - зав. №№ 1025,1055 1990 року побудови) використовується метод «статистичного програвання», встановлений в методиці [124] та системою рівнянь (рівняння 2.10, підрозділ 2.1).

Хід використання вказаного методу з вихідними даними, прийнятими за даними роботи [23] та результати розрахунку наведені в таблиці 5.9.

На підставі проведеного розрахунку термін продовження експлуатації рам візків тепловоза ТЕМ2, зав. № 2509 зав. №№ 1025,1055 1990 року побудови) призначено рівним 10 (десяти років).

Таблиця 5.9 – Оцінка довговічності рам візків тепловоза ТЕМ2.

№ з/п	Назва параметру	Одиниця виміру	Значення
1	2	3	4
1.	Статичне напруження в боковині рами візка при проведенні стендових вібраційних випробувань, що відповідає натурному [23]	МПа	31,5
2.	Динамічне напруження в боковині рами візка при проведенні стендових вібраційних випробувань [23]	МПа	30
3.	Динамічне напруження в боковині рами візка з урахуванням вимог «Норм розрахунку...» [84]	МПа	12,6
4.	Еквівалентне напруження в боковині рами візка при проведенні стендових вібраційних випробувань [23]	МПа	39,45
5.	Кількість циклів до руйнування боковини рами візка при проведенні стендових вібраційних випробувань [23]	-	$2,9 \cdot 10^6$
6.	Площа нижньої полицки рам візків тепловоза ТЕМ2 з урахуванням даних обстеження [126] та конструкторської документації [47].	см <sup>2</sup>	84
7.	Максимальна квазістатична складова напруження в нижній полицці рами візка від дії сили тяги при коефіцієнті зчеплення 0,12, віднесена до площі нижньої полицки	МПа	6,3
8.	Міра наробітку при показнику кривої втоми $m=4$ [84]	МПа <sup>4</sup>	$7,0 \cdot 10^{12}$
9.	Найменше зафіксоване значення [23] границі витривалості боковини рами візка при базі випробувань $N_{-1}=10^7$	МПа	28,9
10.	Зафіксована при «статистичному програванні» максимальна амплітуда напруження нормального розподілу	МПа	42,8
11.	Довговічність, не менше	років	10

#### 5.4 Розрахунок ресурсу рами кузова вагона-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів.

Порівняння наробітків НК рам кузовів вагонів при поздовжніх ударах. Між границею витривалості при вигині  $\sigma_{-1}$  МПа та твердістю за Бринелем  $HR$ , існує [128] (див. рисунок 2.10) кореляційна залежність (2.33), розділ 2.

Згідно [85], зв'язок між границею витривалості при вигині  $\sigma_{-1}$  й розтягання-стиску  $\sigma_{-1p}$  приймається наступним (рівняння (2.34), розділ 2)

Нижче, у таблиці 5.10 наведені результати оцінки витривалості навантажених елементів рами кузовів вагонів при дії поздовжніх поїзних ударних навантажень.

Таблиця 5.10 – Величини терміну служби модернізованого вагона при поздовжніх ударах.

№ з/п	Ідентифікатор $i$ зони вимірювань	$\eta_i$ , МПа/МН	$\sigma_{-li}$ МПа	$m$	$D_{ипr i}$ (МПа) <sup><math>m</math></sup>	$D_{сум i}$ (МПа) <sup><math>m</math></sup>	$R_{ii}$ роки
	Джерело	ф-ла (4.3)	ф-ли (2.33,2.34)	ф-ла(2.29)	ф-ла (2.31), [109]	ф-ла (2.28)	ф-ла (2.30)
1	2	3	4	5	6	78	8
1	ТХ1*	125,0	125,6	9,64	$2,0572 \cdot 10^{25}$	$1,7034 \cdot 10^{27}$	<b>82,8</b>
1a	ТХ1**	94,7	94,7	9,64	$2,0572 \cdot 10^{25}$	$1,1146 \cdot 10^{26}$	<b>5,41</b>
2	ТУ1	98,0	73,5	4,23	$7,1776 \cdot 10^{12}$	$7,9571 \cdot 10^{14}$	>100
3	ТХ2*	61,3	55,2	4,23	$9,8639 \cdot 10^{11}$	$2,3546 \cdot 10^{14}$	>100
3a	ТХ2**	61,3	33,4	4,23	$9,8639 \cdot 10^{11}$	$2,8140 \cdot 10^{13}$	<b>28,5</b>
4	ТХ3	14,7	125,6	9,64	$2,2490 \cdot 10^{16}$	$1,7034 \cdot 10^{27}$	>100
5	ТХ4	29,4	125,6	9,64	$1,7945 \cdot 10^{19}$	$1,7034 \cdot 10^{27}$	>100

\* - розрахунок зроблено у припущенні використання матеріалів ГМ1 (див. п. 1.5.4);

\*\* - розрахунок зроблено у припущенні використання матеріалів ГМ2 (див. п. 1.5.4)

З наведених даних можна зробити наступні висновки:

- більш навантаженою при поздовжніх ударних поїзних навантажень є консольні частини хребтової балки й зони зчленування шкворневих балок з бічними;
- при використанні м'яких сталей низької якості як посилюючих накладок, міцність накладки хребтової балки забезпечена на 5 років, при постановці накладок у зони зчленування шкворневих балок з бічними - на 25 років;
- при використанні якісних сталей як посилюючих накладок, міцність рами вагона в складі несучого кузова забезпечена на 50 років від будівлі.

Порівняння наробітків НК рам кузовів вагонів при русі в експлуатаційному режимі (вертикальні й бічні коливання) використовуються для оцінки тривалої міцності вагона. Скористаємося співвідношеннями (2.20, 2.21), а також даними таблиці 4.5 (розділ 4 дисертаційної роботи).

Максимальні пробіги вантажних вагонів КТЖ оцінюються величинами 350-500 км/добу. Тоді, узятий із запасом річний пробіг  $L_M$  складе 182500 км.

З метою підвищення запасу надійності розрахунку, у вираженні (5.6) приймається нижня границя регресійної залежності

$$\sigma_{-1}(\text{МПа}) = 1.65 \cdot \text{HB} - 70 \quad (5.8)$$

Результати розрахунку ресурсу вагона методом порівняння наробітків НК рам кузовів вагонів при русі в експлуатаційного режимі (вертикальні й бічні коливання) наведені в таблиці 5.11.

З наведених розрахунків можна зробити наступні висновки:

- в експлуатаційному режимі рама кузова має більші запаси витривалості;
- міцність накладок і рами вагона в експлуатаційному режимі забезпечена на 50 років від будівлі, не залежно від якості металу посилюючих накладок.

Для оцінки тривалої міцності досліджуваного вагона методом «статистичного програвання» при дії вертикальних і бічних факторів силового впливу на вагон, скористаємося співвідношеннями (2.10), а також даними таблиці 4.5.

Результати розрахунку ресурсу вагона методом порівняння наробітків НК рам кузовів вагонів при русі в експлуатаційного режимі (вертикальні й бічні коливання) наведені в таблиці 5.12.

Таблиця 5.11 – Величини терміну служби вагона методом порівняння наробітків НК кузовів вагонів при русі в експлуатаційному режимі.

№ з/п	Ідентифікатор $i$ зони вимірювань	$\sigma_{-li}$ МПа	$m$	$D_{li}$ (МПа) <sup><math>m</math></sup>	$D_{\text{сум } i}$ (МПа) <sup><math>m</math></sup>	$R_{li}$ роки	Призначений строк служби
Джерело		-	ф-ла (2.29)	Див. опис ф-ли (2.27)	ф-ла (2.28)	ф-ла (2.30)	-
1	2	3	4	5	6	7	8
1	ТХ1*	94,0	9,64	$1,51 \cdot 10^8$	$1,04 \cdot 10^{26}$	>100	50
1а	ТХ1**	51,3	9,64	$1,51 \cdot 10^8$	$3,03 \cdot 10^{23}$	>100	
2	ТУ1	55,0	4,23	$1,20 \cdot 10^3$	$2,33 \cdot 10^{14}$	>100	
3	ТХ2*	41,3	4,23	$1,13 \cdot 10^2$	$6,90 \cdot 10^{13}$	>100	
3а	ТХ2**	19,6	4,23	$1,13 \cdot 10^2$	$2,95 \cdot 10^{12}$	>100	
4	ТХ3	94,0	9,64	$9,64 \cdot 10^4$	$1,04 \cdot 10^{26}$	>100	
5	ТХ4	94,0	9,64	$2,68 \cdot 10^4$	$1,04 \cdot 10^{26}$	>100	

\* - розрахунок зроблено у припущенні використання матеріалів ГМ1 (див. п. 1.5.4);

\*\* - розрахунок зроблено у припущенні використання матеріалів ГМ2 (див. п. 1.5.4)

Таблиця 5.12 – Величини терміну служби вагона методом «статистичного програвання»

№ з/п	Ідентифікатор $i$ зони вимірювань	$\sigma_{-li} \uparrow t=0$ МПа	$m$	$f$ , Гц	$\sigma_{-li} \uparrow t=100$ лет, МПа	$R_{ii}$ роки	Призначений строк служби
Джерело		-	ф-ла (2.28)	ф-ла (2.12)	ф-ла (2.12)	ф-ла (2.30)	-
1	2	3	4	5	6	7	8
1	ТХ1*	94,0	9,64	3,63	94,0	>100	50
1a	ТХ1**	51,3	9,64	3,09	51,2	>100	
2	ТУ1	55,0	4,23	1,13	55,0	>100	
3	ТХ2*	41,3	4,23	0,58	41,3	>100	
3a	ТХ2**	19,6	4,23	0,83	19,5	>100	
4	ТХ3	94,0	9,64	3,63	94,0	>100	
5	ТХ4	94,0	9,64	3,09	94,0	>100	

\* - розрахунок зроблено у припущенні використання матеріалів ГМ1 (див. п. 1.5.4);

\*\* - розрахунок зроблено у припущенні використання матеріалів ГМ2 (див. п. 1.5.4)

З наведених розрахунків можна зробити наступні висновки:

- в експлуатаційному режимі рама кузова модернізованого вагона-термоса має великий запас витривалості;
- міцність накладок і рами вагона в експлуатаційному режимі забезпечена на 50 років від побудови, незалежно від якості металу посилюючих накладок.

### Висновки по розділу 5

У розділі викладено приклади застосування удосконалених методів оцінки міцності та ресурсу та умов експлуатації несучих конструкцій рухомого складу, а саме:

- розрахунок припустимого навантаження валу двигуна магістрального електровоза змінного струму ВЛ80.
- застосування методу «статистичного програвання» до оцінки ресурсу вузла гідравлічного демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення.
- оцінка ресурсу рами візка тепловоза ТЕМ2.
- розрахунок ресурсу рами кузова вагону-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів.

На основі застосування методу спрощеного розрахунку конструкції з тріщиною автором роботи встановлено, що експлуатація валів двигунів електрово-



зів ВЛ80 з несучільностями може бути продовжена при умові зменшення вагової норми поїздів до 4300 т.

Ресурс вузла гідравлічного демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення, оцінений із застосуванням методів прямого порівняння наробітків та «статистичного програвання» складає 50 років від побудови.

Отримано жорстку оцінку ресурсу рами візка тепловоза ТЕМ2 1990 року побудови, яка склала 10 років експлуатації, а також проведено розрахунок ресурсу рами кузова вагону-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів шляхом прямого порівняння наробітків конструкції в процесі експлуатації з наробітками, отриманими з розрахункових (теоретична оцінка наробітку до руйнування на основі розрахунку границі витривалості) та довідкових (перехід від статистики ударних навантажень до напружень в елементах конструкції) даних. Рекомендовано ресурс рами кузова досліджуваного вагона призначити рівним 50 рокам від побудови, незалежно від якості металу посилюючих консольну частину рами кузова накладок.

Отримані в розділі наукові та практичні результати опубліковано в роботах [73, 77].

## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішено важливі наукові та практичні завдання, спрямовані на розвиток та удосконалення методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій рухомого складу, в тому числі, із закінченим строком служби. Результати проведених досліджень дозволяють зробити наступні висновки:

1. Проведений аналіз публікацій дозволяє визнати на поточний момент галузь промислового транспорту як більш перспективну, маневрену та економічно вмотивовану модель залізничного транспорту в умовах України, ніж модель магістрального транспорту, яка дісталась Україні практично без змін у спадок від періоду СРСР.

2. Дослідження наукових та науково-практичних публікацій щодо поточного стану залізничної галузі дозволяє сформулювати завдання розвитку методів оцінки міцності та ресурсу НК РС з урахуванням специфіки його експлуатації в умовах МТ або ПТ та забезпечення його безпечної експлуатації може бути запропоновано наступним чином:

- виконувати необхідні робочі операції з подовження встановленого строку служби та контролю важливих параметрів рухомого складу в єдиному технологічному циклі ремонту та обстеження технічного стану несучих конструкцій РС;

- визначити, а потім контролювати та оцінювати параметри екіпажної частини РС (*важливі або критичні параметри*), які можуть привести до серйозних інцидентів та аварій;

- контроль важливих параметрів НК РС повинен бути зробленим з використанням найбільш прогресивних методик та обладнання.

- з урахуванням відсутності резерву одиниць ТРС та РС промислового транспорту перевагу слід віддавати методам дослідження, які не супроводжуються незворотнім руйнуванням їх конструкції;

- методики обстеження та оцінки важливих параметрів несучих конструкцій РС мають бути науково обґрунтовані, інтуїтивно зрозумілі для виконавців та представників Власника РС.

3. На відміну від традиційних методів розрахунку НК з тріщинами, які потребують дані щодо режимів навантаження силових елементів з недосконалотями (типу внутрішніх тріщин, або пор) та проведення складних обчислювань, розроблено методологію їх спрощеного розрахунку на міцність та визначення припустимих навантажень, в основному базований на довідкових даних, якими оперує наука опору матеріалів та металографія.

4. Здійснено розвиток та застосовано для оцінки ресурсу об'єктів досліджень принцип порівняння міри наробітку до руйнування одиниць рухомого складу з їх питомою мірою з використанням розрахункових, довідкових та експериментальних даних, що заощаджує кошти на проведення випробувань.

5. Удосконалено методику оцінки геометричних характеристик (товщинометрія, прогини, непаралельність) НК з використанням спектру бюджетних засобів вимірювання, дозволяє використовувати її в умовах депо та ремонтних підприємств.

6. Встановлено, що рівень рівномірної корозії основних несучих конструкцій тепловозів ПТ має слабку залежність від строку їх служби, тобто НК ТРС ПТ працюють в умовах, що сприяють їх стійкості до корозії. Визначено, що величина інтенсивності рівномірної корозії НК локомотивів складає 0,03–0,1 мм/рік. Вказані величини отримані для НК ТРС ПТ вперше та можуть використовуватися для прогнозу втрати їх несучої здатності на підставі проведеного аналізу автором розроблено пропозиції з оптимізації обсягів контролю товщини основних НК ТРС.

7. Оцінено показники навантаженості та ресурс експлуатації вузла демпфера коливань виляння електропоїзда подвійного живлення та розраховано його строк служби методом порівняння мір наробітків та підтвердження методом «статистичного програвання». Ресурс вузла гідравлічного демпфера, встанов-

лено рівним 50 років від побудови, що дозволило відновити експлуатацію електропоїздів HRCS2.

8. Проведено розрахунок ресурсу рами кузова вагону-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів шляхом прямого порівняння наробітків конструкції в процесі експлуатації з наробітками, отриманими з розрахункових (теоретична оцінка наробітку до руйнування на основі розрахунку границі витривалості) та довідкових (перехід від статистичних даних щодо ударних навантажень до напружень в елементах конструкції) даних. На підставі комплексу проведених за участю автора дисертації робіт рекомендовано призначити його ресурс рівним 50 рокам від побудови.

9. Запропоновані автором методи використані при проведенні практичних розрахунків та теоретичних досліджень з оцінки показників міцності, довговічності та витривалості існуючих, модернізованих та перспективних конструкцій рухомого складу. Отримано важливі результати, які використані в практичній діяльності вітчизняних підприємств рейкового транспорту та закордонних адміністрацій залізниць.

10. Економічний ефект від подовження строку служби маневрових локомотивів із застосуванням розвинутих в дисертаційній роботі методів (на прикладі тепловоза ТЕМ2) складає близько 100 тис. грн. на одиницю тягового рухомого складу на рік наднормативної експлуатації.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. 24.02.04.07–83 РК. Тепловоз ТГМ6А. Рама кузова. Руководство по капитальному ремонту [текст]. – Людиново: Людиновский машиностроительный завод, 1984. – 12 с.
2. Анофриев В. Г. К вопросу продления полезного срока службы вагонов для перевозки окатышей [текст]/ В. Г. Анофриев, А. Г. Рейдемейстер, В. А. Калашник, Кулешов В. П. // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – 2016. – № 3(63). – С. 148–160.
3. Артамонова Е Н. Сопротивление материалов: конспект лекций [текст]. – Саратов: Академия Естествознания, 2013. – 143 с.
4. Балтабаев А.С. Модернизация и продление сроков службы специального подвижного состава для уборки снега [текст]: дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / Балтабаев Абылкасен Сердалиевич – СПб., 2012 – 129 с.
5. Батюшин И.Е. Научное обоснование оценки ресурса несущих конструкций тягового подвижного состава [текст]/ В.Л. Горобец, С.В. Пилипенко, И.Е. Батюшин// Вестник Днепропетровского органа по сертификации на железнодорожном транспорте, – Вып.4/1. – Д, 2011. – С. 56 – 68.
6. Белодеденко С. В. Оценка безопасной долговечности элементов конструкций и эксплуатации технологического оборудования [текст]/ Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2005. – №6. С. 40 – 46.
7. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин. [текст]/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич // М: Машиностроение, 1993. – 618 с.
8. Бирюков И.В. Механическая часть тягового подвижного состава. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др. М: Транспорт, 1992. – 440 с.
9. Блащук В. Н., Бунов И. А., Хоанг Ш. М., Лубенко В. Н. Теоретические основы применения лазерных тахеометров в измерительной системе, привязанной к корпусу судна [текст] // Вестник АГТУ. Серия: Морская

техника и технология. 2011. №2.

10. Блохин Е. П. Методичні та теоретичні аспекти поетапного подовження строку служби тягового рухомого складу [текст]/ Е.П. Блохин, В. Л. Горобец, Н. И. Сергиенко // Сборник научных трудов НГУ – 2002. – №15. – Днепропетровск: РИК НГУ, 2002. – С. 105–112.
11. Блохин Е. П. Прогнозирование с помощью ЭВМ надежности деталей вагонов по критерию усталостного разрушения[текст] / Е.П. Блохин, Н.Г. Нарису, А.В. Юрченко // Динамика, нагруженность и надежность подвижного состава: Тр. ДИИТ. –Днепропетровск, 1985. – Вып. 240/32. – С. 102–112.
12. Блохин Е.П. Динамика поїзда [текст]./ Е.П. Блохин, Л.А. Манашкин// – М.: Транспорт, 1982. – 222с.
13. Блохин Е.П. Исследование влияния характера работы упругофрикционного поглощающего аппарата на динамические нагрузки при соударениях вагонов [текст]/ Е.П. Блохин, В.Л. Горобец А. И., Паламаренко, Е.В. Лошкарева. В сб. "Динамическая нагруженность железнодорожного подвижного состава. – Днепропетровск, ДИИТ, 1988
14. Боднарь Б.Е. Методы сравнительной оценки ресурса несущих конструкций подвижного состава [текст]/ Б.Е. Боднарь, В.Л. Горобец, И.М. Грущак // Вестник Восточногоукраинского национального университета им. В. Даля. – №8 (78). – 2004. – С 118–126.
15. Болотин В. В. Ресурс машин и конструкций [текст]. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.
16. Бондарев А.М. Определение срока службы несущих конструкций моторвагонного подвижного состава с применением методики сравнения их динамической нагруженности [текст]/А.М. Бондарев, В.Л, Горобец, И.М. Грущак // Вестник Днепропетр. нац. ун-та железнодорож. тр-та им. акад. В. Лазаряна, – Вып. 24, – Днепропетровск: Изд-во ДНУЖТ, 2008. – С.18–24.
17. Бороненко Ю.П. Зарубежные вагоны: Особенности конструкции, теории и расчета: Учебное пособие [текст]/ Ю.П. Бороненко, М.М. Соколов,

- А.А. Эстлинг// – Л: ЛИИЖТ, 1988. – 59 с.
18. Бороненко Ю.П. Исследование работы вибрационной установки для испытаний несущих конструкций вагонов на долговечность [текст] /Ю.П. Бороненко, В.А. Дубинский, М.Б. Кельрих // Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава: Тр. ДИИТ. – Днепропетровск, 1980. –Вып. 210/27. – С. 125–128.
  19. В. Пилипенко. Фокус–група [текст]// Політична енциклопедія. Редкол.: Ю. Левенець (голова), Ю. Шаповал (заст. голови) та ін. – К.:Парламентське видавництво, 2011. – С. 750 ISBN 978–966–611–818–2.
  20. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов [текст]: Пер. с англ. / под ред. С. В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1964. – 275 с.
  21. Вентцель Е. С. Теория вероятностей [текст]. – 10–е изд., стер. – М.: Academia, 2005. – 576 с.
  22. Вершинский С.В. Динамика вагона [текст]/ С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, И. И. Челноков// – М: Транспорт, 1972. – 304 с.
  23. Волохов Г. М. Остаточный ресурс несущих металлоконструкций тягового подвижного состава : автореферат дис. на соиск. учен. звания доктора технических наук : 01.02.06 / Орлов. гос. техн. ун–т. – Орел, 2006. – 39 с.
  24. Гетьман, Г. К. Вибір раціональних параметрів номінального режиму електровозів [текст]/ Г. К. Гетьман, С. Л. Марікуца // Наука та прогрес транспорту. – 2017. – № 1 (67). – С. 96–105.
  25. Гнатієнко Г. М., Снитюк В. Є. (2008) Експертні технології прийняття рішень [текст]. – К:Маклаут, , – 444 с.
  26. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом [текст]. – Луганск: Изд. ВУГУ,1999.
  27. Горобец В.Л. Математическое моделирование колебаний грузового вагона при случайных возмущениях с учетом изгибной жесткости кузова и податливости груза [текст]/В.Л. Горобец, А.В. Юрченко, Н.П. Янгулов. Деп. В ЦНИИТЭИ МПС СССР № 3365–85.

28. Горобец Е. В. Перспективы развития методов оценки срока службы подвижного состава железных дорог [текст]/ Е.В. Горобец, В.Л. Горобец, С.В. Мямлин, О.Л. Янгулова //Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2015. – № 10. – С. 44–47.
29. Горобец Е.В. Исследование прочности валов с несовершенствами материала [текст] / Горобец В.Л., Мямлин С.В. , Горобец Е.В.// Вісник східноукраїнського нац. університету ім. Володимира Даля № 1 (225), 2016.
30. Горобець В.Л. Визначення залишкового ресурсу тягового рухомого складу [текст]/ В.Л. Горобець, О. І. Паламаренко, В. П. Кулешов // Залізничн. транспорт України, 2001. – №1. – С. 14–16.
31. Горобець Є.В. Аналіз динаміки зносу несучих конструкцій маневрових тепловозів промислового Залізничного транспорту під впливом корозії матеріалу.[текст] // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна – 2020. – №6 (90). – С. 57–66.
32. ГОСТ 19533–74. Надежность изделий машиностроения. Ускоренная оценка пределов выносливости методом ступенчатого нагружения (Локатти) [текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1974. – 32 с.
33. ГОСТ 25.101–83, Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов [текст]. – М.: Госстандарт, 1983, – 224 с.
34. ГОСТ 25.502–79. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость [текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1979. – 39 с.
35. ГОСТ 30262–95 (МЭК 413–72). Методы определения физических свойств материалов для щеток электрических машин [текст] .
36. ГОСТ 4543–71. Прокат из легированной конструкционной стали. Технические условия (с изменениями N 1, 2, 3, 4, 5) [текст]. – М.: Госстандарт СССР, 1971. – 39 с.



37. ГОСТ Р ИСО 13053–1–2015 Статистические методы. Количественные методы улучшения процессов "Шесть сигм". Часть 1. Методология DMAIC. [электронный ресурс]. – режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/1200127239> 29.09.2017.
38. Григорьев П.С. Прогнозирование остаточного ресурса рам промышленных тепловозов. [текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Григорьев Павел Сергеевич – М., 2016. – 150 с.
39. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках [текст]. – М.: Машиностроение, 1989. – 175 с.
40. Данилов В. А., Сравнение методов фотограмметрии и лазерного сканирования для создания трехмерных моделей объектов и территорий археологических Гис (на примере археологического раскопа Увекского городища) [текст]/В. А. Данилов , А. В. Федоров , Л. С. Безверщенко // Изв. Саратов. ун–та Нов. сер. Сер. Науки о Земле. 2019. №2.
41. Демин Ю.В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей [текст]/ Ю.В. Демин, Л.А. Длугач, М.Л. Коротенко, и др.// –К: Наук. думка, 1984. – 160 с.
42. Демкин В. Н., Степанов В. А., Шадрин М. В. Системы быстрого прототипирования с лазерным сканированием [текст]// Научно–технические ведомости СПбГПУ. Физико–математические науки. 2013. №3 (177).
43. ДИИТ–80.210–106–16/ИЦ. Протокол приемочных ходовых испытаний модернизированного узла межрегионального электропоезда двойного питания «Hyundai–Rotem» [текст]. – Д:ДНУЖТ, 2017. – 32 с.
44. ДИИТ–91.375–17/ONILDPPS. Protocol of acceptance running strength tests of modernized unit of interregional dual–system electric train «HYUNDAI–ROTEM» [text]. – Dnipro, 2017. – 13 p.
45. Динамика подвижного состава железных дорог. Исследование методами моделирования [текст]/ Камаев А.А., и др. // Тр. БИТМ. –Брянск, 1974. – Вып. 25. – 212 с.

46. Довганюк С.С. Применение методов математического моделирования к оценке выносливости рам тележек тягового подвижного состава [текст]/ С.С. Довганюк, В.Л. Горобец, И.М. Грущак// Збірник наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорту: Серія „Транспортні системи і технології” – Вип. 8. – К: КУЕТТ, 2005. – С. 27 – 35.
47. Долгов В.А. и др. Тепловозы ТЭМ1 и ТЭМ2 [текст]. – М.: Транспорт, 1972. – 256 с.
48. Дослідження залишкового ресурсу основних несучих конструкцій електровозів ВЛ8 та розробка Технічних рішень щодо можливості їх експлуатації після 55 років від побудови: Звіт з НДР [текст]. Тема (робота) №120/10–ЦТех–265/2010–ЦЮ від 29.07.2010р. (91.338.10.11). – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2007. – 57 с.
49. ДСТУ 2860–94. Надійність техніки. Терміни та визначення [текст]. – К.: Держстандарт України, 1994. – 92 с.
50. ДСТУ EN ISO/IEC 17025:2019 Загальні вимоги до компетентності випробувальних та калібрувальних лабораторій [текст] (EN ISO/IEC 17025:2017, IDT; ISO/IEC 17025:2017, IDT) [Чинний від 01.01.2021]. Вид. офіц. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020, – 30 с.
51. Екимов В. В. Вероятностные методы в строительной механике корабля [текст]/ В. В. Екимов // – Л: Судостроение, 1966. – 304 с.
52. Зайниддинов Н. С. Оценка остаточного ресурса рам тележек тепловозов. [текст]: дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / Зайниддинов Нуриддин Савранбек угли – СПб., 2010. – 169 с.
53. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике – М. :Мир, 1975. –543 с.
54. Иванов В.И. Алгоритм для оценки надежности несущих конструкций грузовых вагонов [текст]/ В.И. Иванов, С. Е. Тихановский// Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава: Тр. ДИИТ. –Днепропетровск, 1979. –Вып. 205/26. –С. 112–117.
55. Иванова В. С. Природа усталости металлов [текст]/ В. С. Иванова, В.

- Ф. Терентьев – М.: Металлургия, 1975. – 465 с.
56. Карпов В.А. Определение ресурса деталей и узлов тягового подвижного состава по результатам инструментального и неразрушающего контроля (на примере элементов колёсной пары электровоза ВЛ80С) [текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Карпов Валерий Александрович. – М., 2019. – 131с.
57. Карпов Ю. Г. Имитационное моделирование систем. Введение в моделирование с AnyLogic 5. – СПб.: БХВ–Петербург, 2005. – 400 с.
58. Когаев В. П. Расчеты деталей машин и конструкций [текст] / В.П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков// – М.: Машиностроение, 1985. – 264 с.
59. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени [текст]. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
60. Когаев В.П. Влияние концентрации напряжений и масштабного фактора на сопротивление усталости в статистическом аспекте // Вопросы механической усталости [текст]. – М.: Наука, 1964. – С. 27 – 35.
61. Колесин Ю. В. Гиперболическая аппроксимация и преобразование кривой усталости [текст] // Вестник ВНИИЖТ. – 1987. – №2. – С. 27–31.
62. Колесин Ю. В. Гиперболическая аппроксимация и преобразование кривой усталости [текст] – Вестник ВНИИЖТ. – 1987. – №2. – С. 27–31.
63. Комплексная оценка срока службы пассажирских вагонов после капитально–восстановительного ремонта. Ч. 1 [текст]/ Е. П. Блохин, О. М. Савчук, В. Л. Горобец и др. // Залізничний трансп. України. – 2002. – № 6. – С. 24–29.
64. Комплексная оценка срока службы пассажирских вагонов после капитально–восстановительного ремонта. Ч. 2 [текст]/ Е. П. Блохин, О. М. Савчук, В. Л. Горобец и др. // Залізничний трансп. України. – 2003. – № 3. – С. 23–26.
65. Коротенко М.Л. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний грузового вагона с учетом конечной жесткости кузова и инерционных свойств основания [текст] / М.Л. Коротенко, В.Д. Данович // Межвуз. сб. науч. тр. –Днепропетровск: ДИИТ, Вып.199/25. – С.3–13.
66. Коршунов С. Д. Совершенствование методов оценки несущей способно-

- сти и остаточного ресурса кузовов пассажирских вагонов после ремонта [текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Коршунов Сергей Дмитриевич. – Брянск, 2014. – 171 с.
67. Крашенінін О.С. Визначення граничних термінів довговічності тягового рухомого складу[текст]/О.С. Крашенінін, О.М. Обозний// Зб. наук. праць. УкрДАЗТ, Харків, 2011. – Вип.122. с.134–140.
68. Крашенінін О.С. Обґрунтування обсягів ремонту для ТРС при продовженні терміну експлуатації [текст]/ О.С. Крашенінін, Є.В. Щипак, О.О. Шапатіна // Зб. наук. праць. Донецьк: ДонІЗТ. 2009. – Вип. 19.
69. Лазарян В. А. Динамика вагонов. Устойчивость движения и колебания. – М.:Транспорт, 1964. – 256 с.
70. Лашко А. Д. Об оптимальных сроках эксплуатации тягового подвижного состава [текст]/ А. Д. Лашко, В. П. Кулешов, В. И. Дворецкий // Залізничний трансп. України. – 2001. – № 5. – С. 2–5.
71. Локомотивы «большой восьмёрки» железных дорог США в 2013 году [электронный ресурс]. /<https://traffic.od.ua/news/worldtrans/1226721>.
72. Мажидов Ф. А. Оценка остаточного срока службы грузового вагона с учётом его технического состояния [текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Мажидов Фируз Абдувахобович – М., 2016. – 162 с.
73. Маклаков А. Г. Мышление. Общая психология [текст]. – С–Пб: Питер, 2001. — С. 298—331. — 592 с.
74. Манашкин Л.А. О сокращении объема испытаний при исследовании нагруженности рефрижераторного подвижного состава [текст]/ Л.А. Манашкин, Н.Г. Нарису, Р.П. Иваницкий // Проблемы динамики и прочности железнодорожного подвижного состава: Тр. ДИИТ. – Днепропетровск, 1979. –Вып. 205/26. –С. 25–31.
75. Мармер Э.Н. Углеродистые материалы [текст]. – М.: Металлургия, 1973.– 135 с.
76. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных

- средств [текст]/ В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, В.С. Иккол и др // Под ред. В.Ф. Ушкалова. Киев: Наукова думка, 1989. – 240 с.
77. Материаловедение и технология конструкционных материалов : [учебник для технических специальностей вузов] / О. С. Комаров [и др.] ; под общ. ред. О. С. Комарова. – 3–е изд., испр. и доп. – М.инск : Новое знание, 2009. – 670 с.
78. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика [текст]. – М.: Транспорт, 1992. – 232 с.
79. Методика оценки остаточного ресурса несущих конструкций тягового подвижного состава [текст]. – К.: Гос. администрация ж.д. транспорта Украины – ДИИТ, 1998.– 51 с.
80. Мурадян, Л. А. К вопросу о планах испытаний надежности механических систем [текст]/ Л. А. Мурадян, В. Ю. Шапошник // Зб. наук. пр. Укр. держ. ун–ту залізн. трансп. – Харків, 2015. – Вип. 157. – С. 119–128.
81. Мямлин С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей [текст]/ С. В. Мямлин. – Днепропетровск: Новая идеология, 2002. – 240 с.
82. Нгуен Ч. А., Лубенко В. Н. Использование датчиков тахеометра в системах контроля качества работ в судостроении [текст]// Вестник АГТУ. Серия: Управление, вычислительная техника и информатика. 2014. №2.
83. Никольский Л. Н. Амортизаторы удара подвижного состава [текст]/ Л. Н. Никольский, Б. Г. Кеглин. – М.: Машиностроение, 1986. – 144 с.
84. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм [текст]. – М.: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.
85. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [текст]. – М.: ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
86. Нормы для расчета и проектирования новых вагонов–самосвалов (думп-каров) колеи 1520 мм. [текст]. – М.: ВНИИ вагоностроения, 1986.
87. Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических

- качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм.[текст].– М.: ВНИИЖТ РФ, 1997. – 147 с.
88. О рациональной организации системы ремонта подвижного состава: [препринт] / С. В. Мямлин, В. Л. Горобец, О. Л. Янгулова, Н. А. Бабяк [ и др.] // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2016. – № 10. – С. 58–60.
89. Основы прочности и долговечности автомобиля [текст]/ Б. В. Гольд, Е. П. Оболенский, Ю. Г. Стефанович и др. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.
90. П.15.01–09. Положение. Локомотивы. Порядок продления назначенного срока службы [текст]. – М.: Совет по железнодорожному транспорту государств–участников Содружества. – 23 с.
91. Павлов П. А. Основы инженерных расчетов элементов машин на усталость и длительную прочность. – Л.: Машиностроение, 1988. – 278 с.
92. Пимшин Ю.И., Науменко Г.А., Постой Л.В., Бурдаков С.М. Контроль больших размеров изделий атомного машиностроения [текст]// Глобальная ядерная безопасность. 2017. №2 (23).
93. Положение о продлении срока службы грузовых вагонов, курсирующих в международном сообщении [текст]. – М.: Совет по железнодорожному транспорту государств–участников Содружества, 2010. – 30 с.
94. Положение о продлении срока службы грузовых вагонов, курсирующих в международном сообщении [текст]. – М.: Совет по железнодорожному транспорту государств–участников Содружества, 2010. – 30 с.
95. Правила технічної експлуатації залізничного транспорту промислових підприємств [електронний ресурс]: Наказ Міністерства промислової політики України 15.02.2010 № 70. – К.: «Індустрія, 2010, – 108 с .  
<http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0237-10>
96. Правила капитального ремонта тепловозов типа ТЭМ1, ТЭМ2 (от 23.09.93 г. №ЦТВР–205). – М.:ЦЕНТРМАГ. – 2019. – 128 с
97. Правила технічної експлуатації залізниць України [текст]. – К.: "Транспорт України", 1995 – 256 с.

98. Прогнозирование нагруженности контейнеров–цистерн при продольных ударах в процессе железнодорожной транспортировки [текст]/ Г.И. Богомаз, М.Б. Кельрих, М.Б. Соболевская и др. // –Днепропетровск: ИТМ: Межведомств. сб. научн. тр.,1997. – вып. 5. –с. 6–15.
99. Прочность и надежность автомобиля [текст]/ Под ред. Б.В. Гольда. М: Машиностроение,1974. –263 с.
100. Прочность, устойчивость, колебания. В 3 т. [текст] / Под ред. Биргера И. А. – М.: Машиностроение, 1968. – Т. 1: – 816 с., ил.
101. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах: Учеб. пособие для вузов ж.–д. трансп. [текст] / Е. П. Блохин, И. Г. Барбас, Л. А. Манашкин и др. – М.: Транспорт, 1989. – 230 с.
102. РД 50–694–90. Методические указания. Надежность в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных конструкций [текст]. – М.: Госстандарт, 1991 – 84 с.
103. Руководство по среднему и капитальному ремонту тепловозов типа ТЭМ2 [текст]. РК 103.11.304–2003, М:2003, – 125 с.
104. Савоськин А.Н. Прогнозирование процессов восстановления работоспособности несущих конструкций механической части подвижного состава и определение потребности в запасных частях [текст]/ А.Н. Савоськин, И. Томеш, Е.В. Сердобинцев // Динамика, загруженность и надежность подвижного состава: Тр. ДИИТ. –Днепропетровск, 1985. – Вып. 240/32. – С. 51–58.
105. Савчук О.М. Подвижной состав промышленного транспорта: [текст]/ О.М. Савчук, В.А. Каблуков // Учебник. Киев: Выща школа, 1990. – 296 с.
106. Середович А. В., Иванов А. В. Контроль геометрических характеристик элементов электрических машин методом лазерного сканирования [текст] // Интерэкспо Гео–Сибирь. 2005. №1.
107. Серенсен С. В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность [текст]/С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович// – М.: Машгиз, 1963. – 375 с.

108. Серенсен С.В. Вероятностный расчет на прочность при стационарной переменной нагруженности и условия подобия усталостного разрушения [текст]/С.В. Серенсен, В.П. Когаев // Вестн. машиностроения. – 1968 – №1. – С. 13–18.
109. Серенсен С.В. К вопросу о расчете запасов прочности [текст] / С.В. Серенсен, В. П. Когаев, В. А. Козлов // Вестн. машиностроения. –1952 – №1. –С. 30–31.
110. Снитко Н.П. Необходимость и цели реформирования железнодорожного транспорта в Украине [текст]/ Н.П. Снитко, Н.С. Соколовская, И.В. Радионов // Вісник Дніпропет. нац. ун-ту залізн. тр-ту ім. акад. В. Лазаряна, – Вип. 18, – Дніпропетровськ: Вид – во ДНУ ЗТ, 2007. – С. 255–259.
111. Снитко Н.П. Развитие конкурентных преимуществ транспортно-дорожной инфраструктуры Украины [текст]/ Н.П. Снитко // – Локомотив-информ. –№7. 2011. – с. 4–6.
112. СНП 23–05–95 природне і штучне освітлення [текст]. – М.:Минрегион РФ, 2010. – 76 с.
113. Соколов М.М. Динамическая нагруженность вагона [текст]/ М.М. Соколов, В.Д. Хусидов, Ю.Г. Минкин – М: Транспорт, 1981. – 208 с.
114. Спирыгин М. И. Моделирование мехатронных систем рельсового транспортного средства с помощью специализированных программных средств [текст]/ М. И. Спирыгин, В. И. Спирыгин // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – 2008. – № 8 (126). – С. 310–318.
115. Сталь 20ХНЗА – характеристика, химический состав, свойства, твердость [электронный ресурс]. URL: [http://www.s-metall.com.ua/index/stal\\_20khn3a/0-175](http://www.s-metall.com.ua/index/stal_20khn3a/0-175).
116. Тартаковський Е. Д. Результати дослідження ефективності модернізації маневрового тепловоза ЧМЕЗ [текст]/ Е. Д. Тартаковський, А. П. Фалендиш, Ю. Є. Калабухін // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. транспорту. – 2009. – Вип. 108.– С. 5–9.
117. Тепловоз ТГМ6А. Руководство по капитальному ремонту



- 24.02.04.21–83 РК. – 1985. – 41 с.
118. Тепловоз ТГМ6А. Руководство по среднему и капитальному ремонту [текст]. 24.02.05.21–83 РК, 1985, – 42 с.
119. Технические требования к проектируемым локомотивам по условиям прочности, динамики и воздействия на путь [текст]. – М.:МПС–ВНИИЖТ, 1964. – 13 с.
120. Тибилев Т. А. Асимптотические методы исследования колебаний подвижного состава [текст]// Труды РИИЖТ. – Вып. 78. – М.: Транспорт, 1970. – 223 с.
121. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. В 2 т. [текст]. – М.: Наука, 1965. –479 с. Т. 2. Более сложные вопросы теории и задачи.
122. Трощенко В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: В 2 т. [текст]/ В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – К: Наукова думка, 1987. – 1303 с.: Т. 1,2: ил., табл.
123. Трощенко В.Т. Деформации и разрушение металлов при многоцикловом нагружении [текст]. – К: Наукова думка, 1981.– 344 с.
124. УТА – 03–18/ВЛ. Протокол ходовых прочностных испытаний четырехосного крытого вагона, переоборудованного из грузового рефрижераторного [текст]. – Д:НВП «Укртранскад», 2019. – 25 с.
125. УТА–01–19. Локомотивы промышленного транспорта. Продление назначенного срока службы тягового подвижного состава. Типовая методика технического диагностирования (обследования технического состояния) [текст]. – Д:НВП «Укртранскад», 2019. – 20 с.
126. УТА–02–19. Локомотивы промышленного транспорта. Продление назначенного срока службы тягового подвижного состава. Типовая методика динамических ходовых и прочностных испытаний [текст]. – Д:НВП «Укртранскад», 2019. – 21 с.
127. УТА–05–19. Локомотивы промышленного транспорта. Продление назначенного срока службы тягового подвижного состава. Типовая методика расчета ресурса базовых частей по показателям несущей способности и

- сопротивления усталости [текст]: НВП «Укртранскад», 2019. – 13 с.
128. Хейвуд Р. Б. Проектирование с учетом усталости [текст]. – М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.
129. Центр транспортных стратегий: Стало известно точное количество локомотивов «Укрзализныци» и сколько из них на ходу (инфографика) [электронный ресурс]. [https://cfts.org.ua/news/2018/09/30/stalo\\_izvestno\\_tochnoe\\_kolichestvo\\_lokomotivov\\_ukrzaliznytsi\\_i\\_skolko\\_iz\\_nikh\\_na\\_khodu\\_infografika\\_49703](https://cfts.org.ua/news/2018/09/30/stalo_izvestno_tochnoe_kolichestvo_lokomotivov_ukrzaliznytsi_i_skolko_iz_nikh_na_khodu_infografika_49703)
130. Черкашин Ю.М. Динамика наливного поезда. – М: Транспорт, 1975. – 136 с. (Труды ВНИИЖТ; Вып. 543).
131. Электровозы и тяговые агрегаты промышленного транспорта [текст] / В.А. Браташ, В.С. Потапов, В.А. Володарский и др. –М:Транспорт, 1977. – 528 с.
132. Boulton C. F. Fatigue life predictions of welded specimens containing lack of penetration defects at ambient and elevated temperatures [text]. – International Journal of Pressure Vessels and Piping Vol. 4, Iss. 3 , July 1976. – P. 171–195.
133. Comparative tests of contact elements at current collectors in order to comprehensively assess their operational performance [text]/ M. Babyak, V. Horobets, V. Sychenko, Y. Horobets // Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – Vol 6, No 12 (96). – P. 13–21.
134. Dahle T. Long–life spectrum fatigue tests of welded joints [text]. – International Journal of Fatigue. Vol. 16, Iss. 6 , August 1994. – P. 392–396.
135. Dawang Li, Ren Wei, Yingang Du, Xiaotao Guan, Muyao Zhou, Measurement methods of geometrical parameters and amount of corrosion of steel bar [text]. Construction and Building Materials, Volume 154, 2017, Pages 921–927, ISSN 0950–0618, <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2017.08.018>.
136. Ekberg A. Anisotropy and rolling contact fatigue of railway wheels [text]/ P. Sotkovszki /International Journal of Fatigue. [Vol. 23, Iss. 1](#), Jan. 2001. – P. 29 – 43.
137. Fritz Zwicky: Morphologische Forschung [text]. Winterthur, 1959, Neuaufl. Glarus: Baeschlin, 1989.
138. Gran S. A Course in Ocean Engineering [text]. Developments in Marine

- Technology, Vol. 8. – Elsevier Science Publishers, Amsterdam – London – New York – Tokyo, 1992. – P. 379.
139. Horobets E. Methods and Results of Evaluating the Dual–Power Electric Train Crew Elements Service Life. Problems of the railway transport mechanics [text]/Horobets V., Sablin O., Fedorov E., Horobets E., Bolotov O., Jangulova O./ (PRTM 2020) : 15th Intern. Sci. and Techn. Conf. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. (27–29 May 2020, Dnipro, Ukraine). Dnipro, 2020. Vol. 985. DOI: 10.1088/1757–899X/985/1/012028
  140. Horobets, Y. “Estimation of the Error of the Simplified Algorithm of Processing of Functions of Deflations of Deformed Frames of Bodies of Rolling Stock”. Technology Audit and Production Reserves, June 2021, DOI:10.15587/2706-5448.2021.237296
  141. Kabo E. Material defects in rolling contact fatigue of railway wheels – the influence of defect size [text]/ A. Ekberg/ – [Wear](#) Vol. 258, Iss. 7–8 , March 2005, – P. 1194–1200.
  142. Karashchuk V. Determination of rational locomotive operating modes and resource costs based on information from global positioning systems [text]/ V. Karashuk, M/ Barybin, A. Falendysh, O. Kletska, E. Kiritseva// International Scientific Conference Energy Efficiency in Transport (EET 2020) IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 1021 (2021) 012011 IOP Publishing doi:10.1088/1757–899X/1021/1/012011
  143. Kazimierz Ćmielewski, Piotr Gołuch, Janusz Kuchmister, Izabela Wilczyńska, Bartłomiej Ćmielewski, Olga Grzeja, Detection of crane track geometric parameters using UAS [text]. Automation in Construction, Volume 128, 2021, 103751, ISSN 0926–5805, <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2021.103751>.
  144. Linstone H. The Delphi method: Techniques and applications [Electronic version]/H. Linstone, M. Turoff//. – Newark, NJ: New Jersey Institute of Technology.
  145. Miner M.A. Cumulative Damage in Fatigue [text]// Journal of Applied Mechanics, vol 67, 1945. –p. 159–164.

146. REDE208202 Finite Element Analysis for evaluation of vertical damping effect Ukraine CS2 EMU [text]. – Corea: Hyundai–Rotem Co. – 8 p.
147. Reidemeister, A., Muradian, L., Shaposhnyk, V., Shykunov, O., Kyryl'chuk, O., Kalashnyk, V. (2020). Improvement of the open wagon for cargoes which imply loading with a hat [text]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 985, 012034. doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/985/1/012034>
148. Reidemeister, O. H. Method of Constructing the Dynamic Model of Movement of the Multi–Mass System [text] / O. H. Reidemeister, V. O. Kalashnyk, O. A. Shykunov // Наука та прогрес транспорту. – 2017. – № 5 (71). – С. 99–106. doi: 10.15802/stp2017/11292
149. Ringsberg J. W. Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel–rail contact loads [text]/ J. W. Ringsberg, T. Lindbäck/ [International Journal of Fatigue. Vol. 25, Iss. 6](#), June 2003. – P. 547–558.
150. Service and Maintenance Manual of KONII Dampers For Rotem – Ukraine EMU 90R project, 2014 [text]. – 73 p.
151. Shaposhnyk, Vladyslav and Shykunov, Oleksandr and Reidemeister, Alexei and Muradian, Leontii and Potapenko, Olha, Determining the Possibility of Using Removable Equipment for Transporting 20– and 40–Feet–Long Containers on An Universal Platform Wagon (February 22, 2021) [text]. Eastern–European Journal of Enterprise Technologies, 1(7 (109), 14–21, 2021. doi:10.15587/1729–4061.2021.225090, Available at SSRN: <https://ssrn.com/abstract=3816585>
152. Skvortsov, B.V., Malysheva–Stroykova, A.N. & Chernykh, A.V. A method of the laser–television control of geometric parameters of objects with complex shapes [text]. Instrum Exp Tech 59, 63–68 (2016). <https://doi.org/10.1134/S0020441216010310>
153. Song P. S. Stop drilling procedure for fatigue life improvement [text]/ P. S. Song, Y. L. Shieh / International Journal of Fatigue. [Vol. 26, Iss. 12](#), Dec.

2004. – P. 1333–1339.
154. Stussi F. Die theorie der Dauertesigkeit und die Versuche von August Wöhler [text]/ Mitt. TKVSB. – N13. – P. 15–25.
155. Szczelina M. Aplikacja sieci neuronowych do problemow niezawodnosci pojazdow szynowych [text] /Szczelina Mirosław//Czas. techn. – 1996. – 93, №4. – P.123–136.
156. Testing and Approval of Railway Vehicles from the Point of View of their Dynamic Behaviour : Safety – Track fatigue – Ride quality : UIC Code 518. – International Union of Railways [text]. – September 2009. – 119 p.
157. Xu Qian. Исследование усталостной прочности тягового хомута автосцепки [text]/ Xu Qian, Xie Ji-long, Miao Long-xiu, Zheng Ming-jun, Jian Yan/ Tiedao xuebao. – China Railway Soc. 2002. 24, N 1, P. 19–22.
158. Zouain N. A high-cycle fatigue criterion with internal variables [text]/ I. Cruz / European Journal of Mechanics – A/Solids Vol. 21, Iss. 4 , 2002, – P. 597–614.

**ДОДАТОК**



**ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ  
«НАУКОВО-ВИРОБНИЧЕ ПІДПРИЄМСТВО «УКРТРАНСАКАД»**

КОД ЄДРПОУ 32406215 ПІН 324062104634  
49000, м. Дніпро, вул. Святослава Хороброго, буд. 44, кімната 33, 34, 35, 36, 37, 38  
тел./факс: +38 (056) 787 03 38 e-mail: ukrta.llc@gmail.com

## АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи фахівця ТОВ «НВП «Укртрансаклад» Горобця Є.В. з оцінки ресурсу та важливих параметрів основних несучих конструкцій залізничного рухомого складу

Дисертаційна робота фахівця ТОВ «НВП «Укртрансаклад» Горобця Є.В. на тему «Розвиток методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій рухомого складу залізниць» присвячена актуальній темі застосування сучасних математичних методів досліджень в процесі забезпечення безпечної експлуатації залізничного рухомого складу. Зміст дисертації також пов'язаний з удосконаленням методик проведення обстеження технічного стану несучих конструкцій маневрових локомотивів ТЕМ2 промислових підприємств та визначення їх залишкового ресурсу.

Положення дисертаційного дослідження були впроваджені при проведенні науково-дослідних робіт, пов'язаних з оцінкою залишкового ресурсу вагона для перевезення штучних та пакованих вантажів, переобладнаного з рефрижераторного вагона-термоса, що дозволило продовжити термін його експлуатації на 28 років.

Зважаючи на актуальність та наукову значущість досліджуваної наукової проблематики слід зробити висновок про доцільність подальшого впровадження положень дисертаційного дослідження Горобця Є.В. у виробничий процес ТОВ «НВП «Укртрансаклад» .

Результати дисертаційної роботи прийняті до використання при виконанні науково-дослідних робіт та дослідно-конструкторських розробок

Директор  
ТОВ «НВП «Укртрансаклад»  
к.е.н.



О.П. Пінчук



69067, Украина, г. Запорожье  
 Ул. Демократическая, 73  
 Код ЄГРПОУ 40297125  
 Тел./факс +38 (061) 213-71-06

E-mail: Locomotive@ztrz.com.ua  
 Website: Ztrz.com.ua

## АКТ

впровадження результатів дисертаційного дослідження здобувача Є.В. Горобця на тему «Розвиток методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій рухомого складу залізниць» з оцінки ресурсу основних несучих конструкцій тягового рухомого складу та контролю їх геометричних параметрів

Товариство з обмеженою відповідальністю «Запорізький тепловозремонтний завод» (ТОВ ЗТРЗ), спільно з Дніпровським національним університетом залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (ДНУЗТ) та ТОВ «НВП «Укртранскад» тривалий час проводить дослідження з обстеження технічного стану та оцінки залишкового ресурсу основних несучих конструкцій об'єктів рухомого складу промислового транспорту.

Вказані дослідження проводяться силами та засобами ТОВ ЗТРЗ, ДНУЗТ та ТОВ «НВП «Укртранскад» за безпосередньою участю фахівця ТОВ НВП «Укртранскад» Горобця Євгена Володимировича стосовно методики вимірювань та проведення опрацювання даних геометричних характеристик рам кузовів локомотивів ТЕМ2, ТГМ6, М62, що дозволяє забезпечити їх подальше безпечне використання.

Вимірювання геометричних характеристик (прогинів, вигинів та непаралельності) основних несучих конструкцій та їх товщинометрія є важливими, регламентованими нормативною документацією параметрами, тому покращення цих методів актуальне для нашого підприємства.

Економічний ефект від проведених досліджень дисертаційного дослідження Горобця Є.В. визначається загальною ефективністю виконання генеральних договорів з подовження призначеного ресурсу та строку корисної експлуатації рухомого складу.

Директор  
 ТОВ «Запорізький  
 тепловозремонтний завод»



В.С. Перекрест





**Україна**  
Товариство з обмеженою відповідальністю  
**«ГРУППА ДИЗЕЛЬ»**

04071 м. Київ, вул. Набережно-Лугова, 8  
ЄДРПОУ 42402767  
тел/факс (+38 097) 446-66-65, сайт <http://www.dediesel.com.ua>

м. Київ

**АКТ №7**

впровадження результатів дисертаційного дослідження

Положення, запропоновані методи та наукові висновки дисертації Горобця Є.В. на тему «Розвиток методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій рухомого складу залізниць» використані нашим підприємством при продовженні призначеного строку служби одиниць магістральних та маневрових тепловозів М62, ТГМ4, ТГМ6 та ТЕМ2.

Проведені здобувачем дослідження дозволили розповсюдити наукові принципи визначення ресурсу несучих конструкцій рухомого складу на широкий спектр парку тягового рухомого складу промислових підприємств України завдяки коректному використанню досяжної у відкритому доступі науково-технічної інформації.

Все сказане дозволило суттєво розширити діапазон часу використання локомотивів промислового транспорту, що дає підставу погодитись з декларованим в дисертаційній роботі рівнем економічної ефективності подовження терміну служби локомотивів, яка складас біля 100 тис. грн. у рік на одиницю тягового рухомого складу.

Директор ТОВ «ГРУППА ДИЗЕЛЬ»



Д.В. Чуприна

## АКТ

щодо впровадження результатів наукових досліджень здобувача Є.В. Горобця з оцінки ресурсу основних несучих конструкцій вагона-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів.

Департамент вагонного господарства АТ «Укрзалізниця» ознайомився з положеннями дисертаційної роботи спеціаліста ТОВ «НВП «Укртранскад» Горобця Є.В. на тему «Розвиток методів оцінки міцності та витривалості несучих конструкцій рухомого складу залізниць» в частині оцінки ресурсу рами кузова вагона-термоса, модернізованого для перевезення штучних і пакованих вантажів, проведеної на підставі комерційного контракту ТОВ «НВП «Укртранскад» з Казахською залізницею (Казакстан Темір Жолы).

Вказаний проект модернізації привабливий багатьма позитивними властивостями, такими, як: переведення до статусу експлуатованих певної кількості вагонів-термосів, що на поточний момент є незатребуваними; використання для перевезення вантажів великої вартості рухомого складу, оснащеного антивандальними елементами конструкції; виконання потрібного обсягу вантажних перевезень, не забезпечених вагонами загального призначення, або спеціалізованими вагонами з мінімальними обсягами фінансових інвестицій.

Враховуючи очікуваний економічний ефект від експлуатації модернізованих вагонів-термосів, подібні модернізації доцільно рекомендувати до впровадження в системі вагонного господарства АТ «Укрзалізниця» при умові забезпечення додаткової експлуатації таких вагонів не менше, ніж 25 років після модернізації.

Заступник директора Департаменту  
вагонного господарства АТ «Укрзалізниця»  
з технічних питань



В.В. Фомін

УТВЕРЖДАЮ

И.о. директора  
ООО «Вагоно-ремонтное  
предприятие «Бурабай»  
Кулманов Б.Т.



Г.

### АКТ

**о внедрении результатов выполнения диссертационной работы  
Горобца Е.В. на тему «Развитие методов оценки прочности и  
выносливости несущих конструкций подвижного состава  
железных дорог» по оценке ресурса основных несущих  
конструкций железнодорожного подвижного состава**

В диссертационной работе специалиста ООО «НПП «Укртранскад» Горобца Евгения Владимировича значительная часть исследований посвящена оценке ресурса рамы кузова вагона-термоса, модернизированного для перевозки штучных и пакованных грузов.

Модернизация рефрижераторных вагонов экономически выгодна, поскольку при минимальных финансовых вложениях позволяет получить парк грузовых вагонов специального назначения, способный обеспечить объем грузовых перевозок в соответствии с его предполагаемым назначением.

Методы оценки остаточного ресурса несущих металлоконструкций железнодорожного подвижного состава, получившие развитие в диссертационной работе, позволяют выполнить научное обоснование дальнейшей безопасной эксплуатации модернизированных вагонов.

Усовершенствованные соискателем методы и проведенные расчеты ресурса рам кузовов модернизированных вагонов-термосов внедрены для практического использования при проведении капитального ремонта с продлением срока службы и модернизацией рефрижераторных вагонов модели 16-380-03 и послужило основанием для постановки на производство данного вида ремонта с продлением срока службы рефрижераторных вагонов переоборудованных в крытые.

Учитывая актуальность проведенных исследований, результаты диссертационной работы Горобца Е. В. могут быть также рекомендованы для

использования в научной и производственной деятельности при обосновании  
срока службы подвижного состава железных дорог.

Руководитель подразделения:

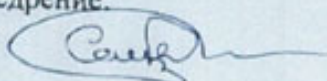
ВРДГ



Бекмаганбетов Р.Н.

Ответственный за внедрение:

ВРДтех



Семенов Д.В.