

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: «Дослідження напружено-деформованого стану елементів каркасу
кузова автобуса з метою підвищення його міцності та ресурсу»

Виконав: студент VI курсу групи Ат-62

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Андрій КОЗОРИЗ

(ім'я та прізвище)

Керівник: Ігор ДУФАНЕЦЬ

(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри _____
(підпис)

к.т.н., доцент Олег СУКАЧ
“ _____ ” _____ 2025 року

З А В Д А Н Н Я
на кваліфікаційну роботу студенту

Козоріз Андрій Миколайович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: **"Дослідження напружено-деформованого стану елементів каркасу кузова автобуса з метою підвищення його міцності та ресурсу"**

Керівник роботи _____ **Дуфанець Ігор Гнатович** ст. викладач
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджена наказом по університету від «28» лютого 2025 р. № 140/к-с

2. Строк подання студентом роботи «28» листопада 2025 року

3. Вихідні дані: огляд літературних джерел стосовно особливостей конструкції каркасу кузова автобуса, проблеми та недоліків конструкцій каркасу кузова автобуса, умови роботи елементів каркасу кузова автобуса з огляду на навантаження у процесі експлуатації; дослідження впливу умов експлуатації на вузли каркасу кузова; пропозиції покращення експлуатаційних характеристик каркасу кузова; методика розрахунку економічної ефективності запропонованих технічних рішень, необхідні заходи з охорони праці при роботі по ремонту транспортних засобів.

4. Перелік питань, які необхідно розробити:

4.1. Аналіз проблеми. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи

4.2. Аналіз існуючих варіантів конструкції каркасів автобусних кузовів.

4.3. Характерні особливості умов експлуатації окремих елементів каркасу кузова автобуса.

4.4. Розглянути можливі пропозиції попередніх рішень, що до підвищення міцності каркасу кузова автобуса.

4.5. Виконати аналіз запропонованих рішень для підвищення міцності каркасу кузова автобуса.

4.6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

4.7. Техніко-економічне обґрунтування запропонованих рішень.

Загальні висновки

Список використаних джерел

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1, 2, 3,4	Дуфанець І.Г. ст. викладач кафедри автомобілів та тракторів			
5	Городецький І.М., доцент кафедри інженерної механіки			

6. Дата видачі завдання 28 лютого 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1	Отримання завдання. Вивчення рекомендованої літератури за темою кваліфікаційної роботи, написання аналітичного огляду.	12.09.25- 16.09.25	
2	Літературний огляд конструкцій каркасу кузова автобусів. Аналіз недоліків та особливостей конструкції каркасу кузова з огляду на умови експлуатації.	17.09.25- 06.10.25	
3	Написання методичної частини роботи, розроблення перспективного рішення та його обґрунтування.	04.10.25- 17.10.25	
4	Розроблення та обґрунтування пропозицій щодо реалізації результатів роботи. Розроблення питань з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.	18.10.25- 25.10.25	
5	Техніко-економічне обґрунтування використання запропонованих рішень.	28.10.25- 13.11.25	
6	Завершення роботи в цілому. Представлення роботи для перевірки на плагіат.	14.11.25- 28.11.25	

Студент _____ Андрій КОЗОРИЗ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Ігор Дуфанець
(підпис) (прізвище та ініціали)

УДК 629.113.066.

Козоріз А. М. Дослідження напружено-деформованого стану елементів каркасу кузова автобуса з метою підвищення його міцності та ресурсу. Дубляни, ЛНУВМБ імені С.З. Гжицького, 2025. 80 с.

Рисунок 12, табл. 3, бібл. посилань 37.

Мета роботи:

Метою роботи є підвищення міцності, жорсткості та ресурсу каркасу кузова автобуса шляхом дослідження його напружено-деформованого стану, виявлення критичних зон навантаження та обґрунтування конструктивних рішень, спрямованих на оптимізацію силової структури кузова.

Завдання дослідження:

У межах роботи передбачається виконати теоретичний та числовий аналіз силової роботи каркасу кузова автобуса; визначити діючі експлуатаційні навантаження; побудувати тривимірну розрахункову модель конструкції; провести моделювання напружено-деформованого стану методом скінченних елементів; встановити найбільш навантажені ділянки та зони концентрації напружень; розробити та обґрунтувати конструктивні заходи щодо підвищення міцності; оцінити довговічність і ресурс каркасу до та після оптимізації.

Об'єкт дослідження: об'єктом дослідження є каркас кузова автобуса як просторово-силова конструкція, що складається з системи трубчастих елементів, з'єднань та рамних вузлів, які забезпечують міцність і стійкість кузова під час експлуатації.

Предмет дослідження: предметом дослідження є напружено-деформований стан силових елементів каркасу кузова автобуса під дією статичних, динамічних та аварійних навантажень, а також вплив конструктивних параметрів на міцність, жорсткість і ресурс конструкції.

Методи дослідження:

У ході виконання кваліфікаційної роботи застосовувати методи технічного аналізу, порівняльного огляду існуючих конструкцій, інженерних розрахунків на міцність, тривимірного моделювання в CAD-середовищах, а також методи техніко-економічного аналізу для оцінки ефективності запропонованого рішення.

Ключові слова:

КАРКАС КУЗОВА АВТОБУСА, МІЦНІСТЬ, РЕСУРС, КОНЦЕНТРАЦІЯ НАПРУЖЕНЬ, ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. ТЕОРЕТИЧНІ ТА АНАЛІТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ КАРКАСІВ КУЗОВІВ АВТОБУСІВ.	10
1.1 Класифікація та конструктивно-силові схеми каркасів кузовів автобусів.	10
1.2 Аналіз експлуатаційних навантажень та граничних умов роботи кузова.	16
1.3 Методи оцінки міцності та ресурсу трубних конструкцій.	20
1.4 Огляд досліджень та аналіз причин руйнувань каркасів автобусів.	25
2. РОЗРОБКА РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ.	31
2.1 Вибір об'єкта дослідження та формування геометричної моделі каркасу кузова автобуса.	31
2.2 Визначення фізико-механічних характеристик матеріалів каркасу кузова автобуса та моделювання властивостей зварних з'єднань.	33
2.3 Формування розрахункових навантажень та граничних умов.	37
3. АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КАРКАСУ КУЗОВА	44
3.1 Методика подрібнення геометричної моделі на скінченні елементи та контроль параметрів якості скінченноелементної структури.	44
3.2 Аналіз статичного напружено-деформованого стану та ідентифікація критичних зон каркасу автобуса.	47
3.3 Деталізований аналіз вузла з'єднання боковини з дахом, каркаса кузова автобуса при боковому перекиданні.	52
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	57
4.1 Методологічні підходи до оптимізації конструкції каркаса автобуса.	57
4.2. Оптимізація критичних елементів та вузлів із урахуванням результатів випробувань і аналізу методом скінченних елементів.	59

4.3 Розрахунок статичного напружено-деформованого стану каркаса автобуса	63
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	68
5.1 Охорона праці під час проєктування, виготовлення та випробування каркаса кузова автобуса	68
5.1 Забезпечення безпеки людей у надзвичайних ситуаціях під час експлуатації автобуса	69
6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКЦІЇ КАРКАСА КУЗОВА АВТОБУСА	72
6.1 Економічне обґрунтування доцільності оптимізації силової конструкції автобуса	72
6.2 Економічний ефект від збільшення ресурсу та зниження ремонтних витрат	73
ВИСНОВКИ	76
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	Помилка! Закладку не визначено.

ВСТУП

Сучасні умови експлуатації пасажирського автотранспорту висувають підвищені вимоги до міцності, жорсткості та довговічності конструкцій автобусів. Каркас кузова, який є основним силовим елементом транспортного засобу, виконує функцію сприйняття статичних, динамічних та аварійних навантажень, забезпечуючи безпеку пасажирів, цілісність кузова та стійкість автобуса у складних дорожніх умовах. Від надійності каркасу залежить ефективність роботи транспортного підприємства, рівень технічних витрат, а також можливість забезпечення високого ступеня пасивної безпеки відповідно до нормативних вимог.

Експлуатація автобусів у міських, приміських та міжміських умовах супроводжується значними циклічними навантаженнями, які призводять до накопичення пошкоджень та втомного зношування елементів силової структури кузова. Зміни у масі транспортних засобів, збільшення пасажиропотоку, впровадження нових матеріалів та конструкцій створюють необхідність у поглибленому вивченні напружено-деформованого стану каркасів. Традиційні методи розрахунку не завжди дозволяють точно відобразити реальні умови роботи конструкції, що підкреслює важливість застосування сучасних комп'ютерних технологій моделювання, зокрема методу скінченних елементів.

Науково-технічний прогрес у галузі транспортного машинобудування передбачає пошук оптимальних конструктивних рішень, спрямованих на підвищення ресурсу і зменшення маси кузова при одночасному забезпеченні високої міцності. Аналіз напружено-деформованого стану є ключовим етапом у процесі проєктування, модернізації та оцінки технічного стану каркасів автобусів. Виявлення найбільш навантажених зон, визначення причин локальних концентрацій напружень та обґрунтування конструктивних удосконалень дозволяють збільшити довговічність конструкції та підвищити рівень пасивної безпеки.

Актуальність обраної теми зумовлена необхідністю забезпечення надійної та безпечної експлуатації пасажирських автобусів, оптимізації їх конструкцій за

критеріями міцності та ресурсу, а також впровадженням нових методів інженерного аналізу. Дослідження напружено-деформованого стану елементів каркасу дозволяє сформулювати комплекс науково обґрунтованих рекомендацій щодо підвищення ефективності роботи силової структури кузова, що має важливе значення для транспортних підприємств, виробників автобусів і науково-дослідних установ.

Представлена робота спрямована на визначення закономірностей розподілу напружень у каркасі кузова автобуса, оцінку його жорсткості та довговічності, а також розроблення конструктивних заходів, що забезпечують підвищення міцності та ресурсу конструкції. Результати дослідження можуть бути використані у процесі проектування нових моделей автобусів, модернізації існуючих конструкцій, вдосконалення методів технічної діагностики та прогнозування ресурсу транспортних засобів.

1. ТЕОРЕТИЧНІ ТА АНАЛІТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ КАРКАСІВ КУЗОВІВ АВТОБУСІВ.

1.1 Класифікація та конструктивно-силові схеми каркасів кузовів автобусів.

По своїх функціональних можливостях автобуси відрізняються розрахунковим числом пасажирів. Однак при практично однакових розмірах і масі число пасажирів залежить від призначення автобуса: міський автобус розрахований на більшу кількість пасажирів, ніж туристський, проте останній забезпечує їм більш комфортні умови. Тому в якості класифікаційної ознаки автобусів більш прийнятна не місткість, а так само, як і у випадку з легковими автомобілями загального призначення, їх габаритна довжина. В основі національної класифікації автобусів лежить їх габаритна довжина (в метрах): особливо малий – до 5,0; малий – 6,0...7,5; середній – 8,0...9,5; великий – 10,5...12,0; особливо великий – 16,5 і більше. Прийняті в нашій країні діапазони можливих довжин автобусів різних класів мають прогалини, оскільки відносились тільки до типу вітчизняної продукції. Усунення цих прогалин приводить до наступного розподілу автобусів на класи в залежності від їх довжини:

- особливо малий – габаритна довжина до 5 м;
- малий – габаритна довжина від 5 до 7,5 м;
- середній – габаритна довжина від 7,5 до 9,5 м;
- великий – габаритна довжина від 9,5 до 12 м;
- особливо великий – габаритна довжина більше за 12 м.

У разі збігу габаритної довжини з верхньою межею діапазону автобус відноситься до вищого класу. Так як існують габаритні обмеження довжини одноланкових автотранспортних засобів (≤ 18 м), то довші особливо великі автобуси можуть бути тільки зчленованими. Під цим терміном мається на увазі транспортний засіб, який складається з двох або більше жорстких ланок, шарнірно зчленованих між собою, причому пасажирські салони кожної секції взаємно сполучені таким чином, що пасажери можуть вільно переміщатися між

ними. ЄЕК ООН, з точки зору наявності різниці в технічних вимогах, визнала необхідним розділити автобуси всього на дві категорії: М2 – автобуси повною масою менше за 5 т (маломісні) і М3 – автобуси повною масою понад 5 т (багатомісні).

Конструкція кузова автобуса є визначальним елементом його міцності, жорсткості та пасивної безпеки. Силовий каркас, що формує просторову структуру кузова, виконує роль базової несівної системи, яка сприймає статичні, динамічні та аварійні навантаження, забезпечуючи при цьому не лише формоутворення, а й захист пасажирів у разі дорожньо-транспортних пригод. Каркасні конструкції автобусів розвивалися відповідно до вимог безпеки, технологічних можливостей виробництва та тенденцій автомобілебудування, що зумовило формування кількох типів конструктивно-силових схем, які різняться матеріалами, геометрією, складністю та функціональним призначенням. Розуміння цих схем є фундаментальним для аналізу напружено-деформованого стану і, відповідно, для подальшої оптимізації конструкції з метою підвищення її ресурсу.

Класифікація каркасів автобусів здійснюється за призначенням транспортного засобу, компоновочними параметрами, рівнем інтеграції кузова у силову структуру та принципами сприйняття навантажень. За призначенням виділяють міські, приміські, міжміські та туристичні автобуси. Міські автобуси характеризуються частими циклами розгону і гальмування, значними крутильними навантаженнями та підвищеною втомною дією через нерівності дорожнього покриття. Туристичні автобуси мають підвищені вимоги до загальної жорсткості кузова, плавності ходу та стійкості на високих швидкостях, що передбачає використання посиленних силових схем.

З конструктивного погляду автобуси поділяють на рамні, напіврамні та несівні. Рамна схема передбачає наявність підрамника, який бере на себе основну частину навантажень від агрегатів і ходової частини, тоді як каркас кузова виконує функції формування та локального зміцнення. Така конструкція

традиційно застосовується у старших поколіннях автобусів, а також у спеціальній техніці, де пріоритетом є ремонтпридатність та універсальність.



Рисунок 1.1. Рамна конструкція кузова автобуса.

Напіврамні або комбіновані кузови поєднують властивості обох типів конструкцій: вони можуть мати часткову подовжню раму або підрамник, що працює разом із каркасом на сприйняття навантажень. Завдяки цьому вдається зменшити масу конструкції і водночас забезпечити високу міцність та жорсткість.

Несівні кузови є найпоширенішими у сучасному автобусобудуванні. У цьому випадку каркас кузова виконує роль єдиної силової системи, яка інтегрує у собі елементи даху, боковин, підлоги та передньої і задньої рам [1]. Такі конструкції відзначаються високою жорсткістю, меншою масою та кращою поведінкою у разі перекидання, що відповідає вимогам Правил ЄЕК ООН №66.

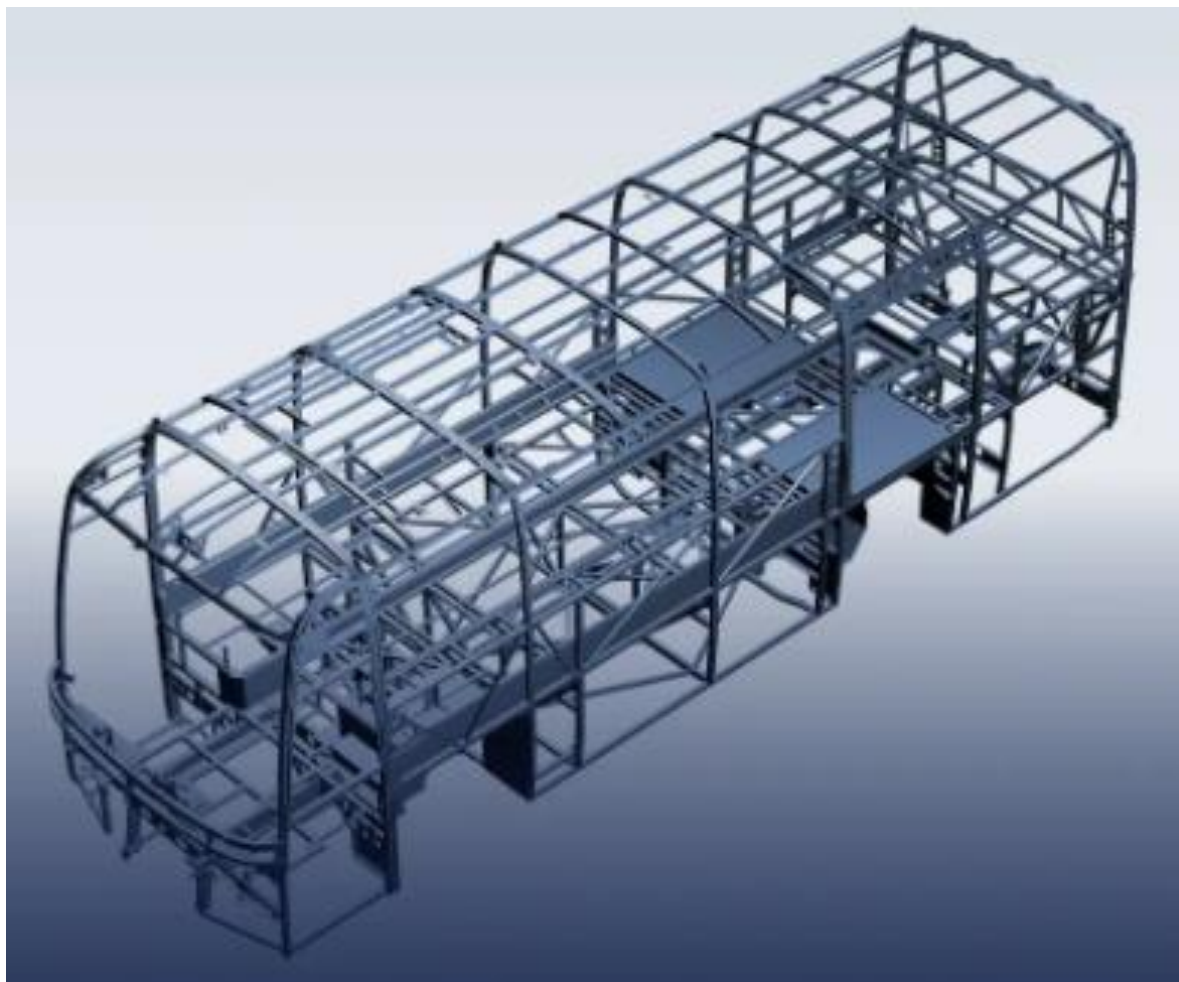


Рисунок 1.2. Несівна конструкція кузова автобуса.

Основою силового каркасу є трубчасті профілі, що забезпечують оптимальне співвідношення маси та міцності. Найпоширенішими матеріалами для їх виготовлення є вуглецеві та низьколеговані сталі з межею плинності 235–355 МПа, які забезпечують стабільні механічні властивості у широкому діапазоні навантажень. Для зменшення маси та підвищення ресурсу застосовують також сталі з підвищеною міцністю та антикорозійні сталі.

Профілі каркасів бувають квадратні та прямокутні. Прямокутні профілі мають кращу стійкість до вигину та кручення, особливо у вертикальних стояках та поперечних дугах. У зонах дверних і віконних прорізів застосовують підсилені профілі з більшим моментом опору, щоб компенсувати зменшення жорсткості через наявність отворів.

Силовa схема визначає, як конструкція сприймає навантаження, розподіляє їх між елементами та забезпечує просторову жорсткість. У сучасному

автобусобудуванні поширені три основні схеми: поперечно-рамна, поздовжньо-рамна та комбінована просторово-каркасна.

Поперечні рами, з'єднані поздовжніми поясами, формують жорстку конструкцію, яка добре працює на вертикальні та поперечні навантаження. Дуги стояків, дахові ребра та нижні пояси забезпечують загальну жорсткість боковин і даху. У такій схемі навантаження розподіляється рівномірно, а конструкція демонструє сталі характеристики навіть за значних крутильних деформацій. Каркаси цього типу широко застосовуються у міських і приміських автобусах, де переважають циклічні навантаження і важливим є рівномірне розподілення напружень.

У цій схемі основне навантаження сприймають два або більше поздовжніх лонжерони, які визначають силовий контур конструкції. Поперечні елементи виконують функцію з'єднувальних та підтримувальних елементів. Оскільки поздовжні елементи сприймають значну частину згинальних моментів, така схема є ефективною у великих міжміських автобусах, де важливою є стійкість кузова при тривалих навантаженнях та значних прогинах. Підсилені лонжерони формують жорстку основу, на якій базуються підлога, боковини та дах.

Комбінована просторово-каркасна схема, ця схема поєднує елементи поперечно-рамної та поздовжньо-рамної, утворюючи замкнену просторову систему коробчастого типу. Взаємодія лонжеронів, поперечних дуг і дахових поясів забезпечує високу крутильну жорсткість, що є критичним для туристичних автобусів. Завдяки замкненим контурам забезпечується рівномірний розподіл навантажень по всій конструкції, зменшується ризик локальних концентрацій напружень та збільшується загальний ресурс каркасу. Ця схема найкраще відповідає вимогам нормативів пасивної безпеки, оскільки створює максимально ефективний захисний контур.

Ефективність конструкції визначається тим, як вона сприймає зовнішні навантаження. Вертикальні навантаження від маси кузова та пасажирів викликають прогин лонжеронів та поперечних рам, що потребує рівномірного розподілу маси. Поздовжні навантаження від гальмування й розгону створюють

комбінований згин та розтяг/стиск у поздовжніх елементах. Крутильні навантаження, що виникають під час руху нерівною дорогою, є одними з найнебезпечніших, оскільки здатні призводити до появи втомних тріщин у зонах недостатньої жорсткості. Бічні навантаження, спричинені боковими поривами вітру або маневрами, впливають на стійки та дуги, викликаючи складні деформації з вигином і крученням.

Окрему увагу приділяють навантаженням, що виникають під час перекидання. За вимогами Правил ЄЕК ООН №66 каркас повинен забезпечувати захист пасажирів, утворюючи життєвий простір, у якому деформації кузова не можуть проникати до зони перебування людей. Це потребує проектування дуг і стояків із підвищеною енергомісткістю, здатністю до пластичної деформації та збереження структурної цілісності при великих ударних навантаженнях [2].

У сучасному автобусобудуванні спостерігається прагнення до зменшення маси конструкції без втрати міцності. Для цього використовують трьохвимірні просторові трубчасті каркаси зі змішаними профілями, де кожен елемент оптимізується відповідно до функцій, які він виконує. Поширеним є застосування складних дуг із вигнутими елементами, що забезпечують плавний перерозподіл напружень. У перспективних конструкціях використовуються високоміцні сталі, алюмінієві сплави та композиційні матеріали, що дозволяє досягти значного підвищення ресурсу.

Застосування комп'ютерних методів проектування, особливо методу скінченних елементів, дало змогу розробникам точно моделювати поведінку каркасів під різними навантаженнями, визначати оптимальні місця розташування підсилювачів та мінімізувати масу шляхом раціонального підбору профілів. Поєднання аналізу напружено-деформованого стану та втомних випробувань дозволяє оцінити ресурс конструкції задовго до її реального виготовлення.

1.2 Аналіз експлуатаційних навантажень та граничних умов роботи кузова.

Каркас кузова автобуса під час реальної експлуатації працює в умовах складного та змінного напружено-деформованого стану, який формується під дією різноманітних силових, інерційних, аеродинамічних, ударних і температурних впливів. Оцінка цих навантажень та граничних умов є ключовим етапом у процесі розрахунку, моделювання та оптимізації конструкції, оскільки від точності представлення реальних експлуатаційних факторів залежить достовірність результатів аналізу та ефективність подальших удосконалень. Кузов автобуса являє собою просторову трубчасту систему, що несе на собі частину силових функцій транспортного засобу, забезпечує структурну цілісність, пасивну безпеку та комфорт пасажирів, а також слугує осередком для інтеграції технологічного обладнання. У результаті експлуатації він зазнає комбінації статичних і динамічних навантажень, теплових деформацій та впливів втоми, що накладає високі вимоги на геометрію, матеріали та з'єднання силових елементів.

Вертикальні навантаження є основою експлуатаційного навантажувального спектра. Вони складаються з власної ваги каркасу, маси внутрішнього обладнання, маси пасажирів і вантажів, а також вагових впливів, що передаються через підвіску. У реальних умовах вертикальне навантаження ніколи не є повністю статичним, оскільки рух по нерівностях дороги формує спектр динамічних коливань, що передаються на конструкцію з різною частотою та амплітудою. Вертикальні сили впливають на поздовжні та поперечні елементи каркасу, формуючи глобальний згин автобуса по довжині, який є однією з найбільш характерних форм деформації конструкції. У місцях концентрації маси, над вузлами підвіски, у зонах переходу профілів та біля кріплень сидінь спостерігаються максимальні вертикальні напруження. Порушення рівномірності навантаження призводить до появи додаткових деформацій і локальних перевантажень, що значно впливає на ресурс елементів.

Поздовжні навантаження формуються переважно під час гальмування та розгону. Інтенсивне гальмування здатне створювати інерційну силу, що

дорівнює 0,8–1,0 g, внаслідок чого значна частина навантаження переноситься на передні елементи каркасу, викликаючи додатковий згин, стиск і зсув у стійках та нижніх поздовжніх поясах. Розгін автобуса формує навантаження з протилежним знаком, але його амплітуда зазвичай є меншою. У поздовжньому напрямку працюють не лише лонжерони, а й дахові пояси, поперечні дуги та бокові стінки, які спільно формують силову систему, здатну сприймати інерційні впливи. Під час різких маневрів або екстрених ситуацій поздовжні сили можуть створити локальні напруження у зонах з'єднань, спричиняючи порушення цілісності зварних швів або появу втомних тріщин.

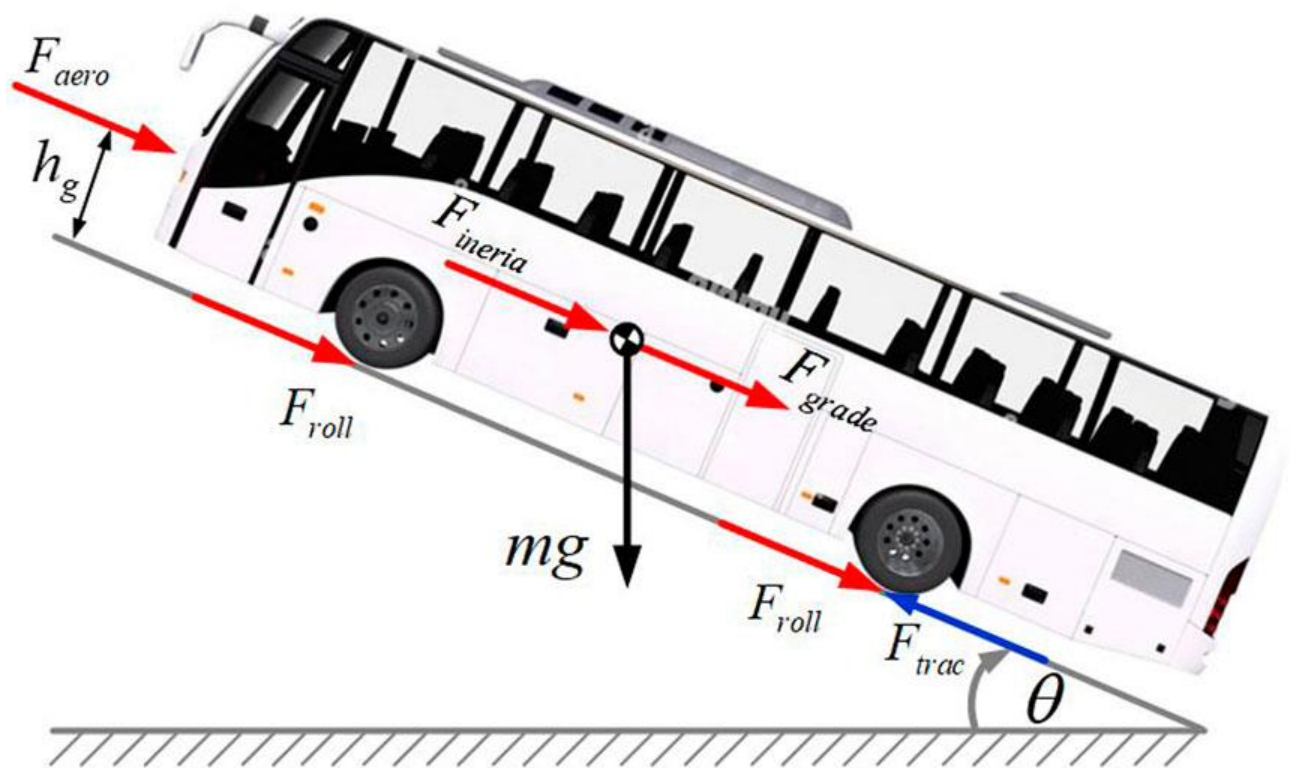


Рисунок 1.3. Схема сил що діють на автобус підчас руху.

Суттєвим елементом навантажувального спектра є бічні сили, що виникають під дією бокових поривів вітру, маневрування або кривизни дороги. Під час поворотів каркас зазнає комбінації бічного тиску та інерційної сили, спрямованої до центру кривизни [5]. Ці навантаження викликають деформації зсуву та згину у бічних стінках, що особливо небезпечно у зонах, де розташовані віконні та дверні прорізи, оскільки там знижена жорсткість каркасу. У випадку руху при сильному боковому вітрі навантаження можуть наближатися до

аварійних навіть без порушення режиму руху, а для автобусів великої висоти вони стають одним з визначальних факторів стійкості. Бічні сили в поєднанні з вертикальними нерівностями дороги створюють складний комбінований напружений стан, що формує передумови до втомних руйнувань.

Крутильні навантаження є одними з найнебезпечніших для кузова автобуса, оскільки рух по нерівностях дороги створює ситуацію, коли одна вісь або одна сторона автобуса перебуває у піднятому положенні, тоді як інша — у заниженому. Це призводить до скручування каркасу, під час якого поздовжні елементи зазнають протилежних деформацій згину або розтягування. Крутильні коливання мають циклічний характер, що призводить до накопичення втомних пошкоджень, особливо у зонах переходів, стиків та зварних з'єднань. У автобусах великої довжини та великої бази крутильні навантаження є особливо критичними, оскільки збільшення відстані між точками кріплення підвіски підсилює амплітуду деформацій. У випадках, коли жорсткість конструкції недостатня, можуть виникати геометричні зміщення кузова, порушення роботи дверних механізмів, підвищені вібрації та появи тріщин, що у сумі призводить до зниження ресурсу конструкції.

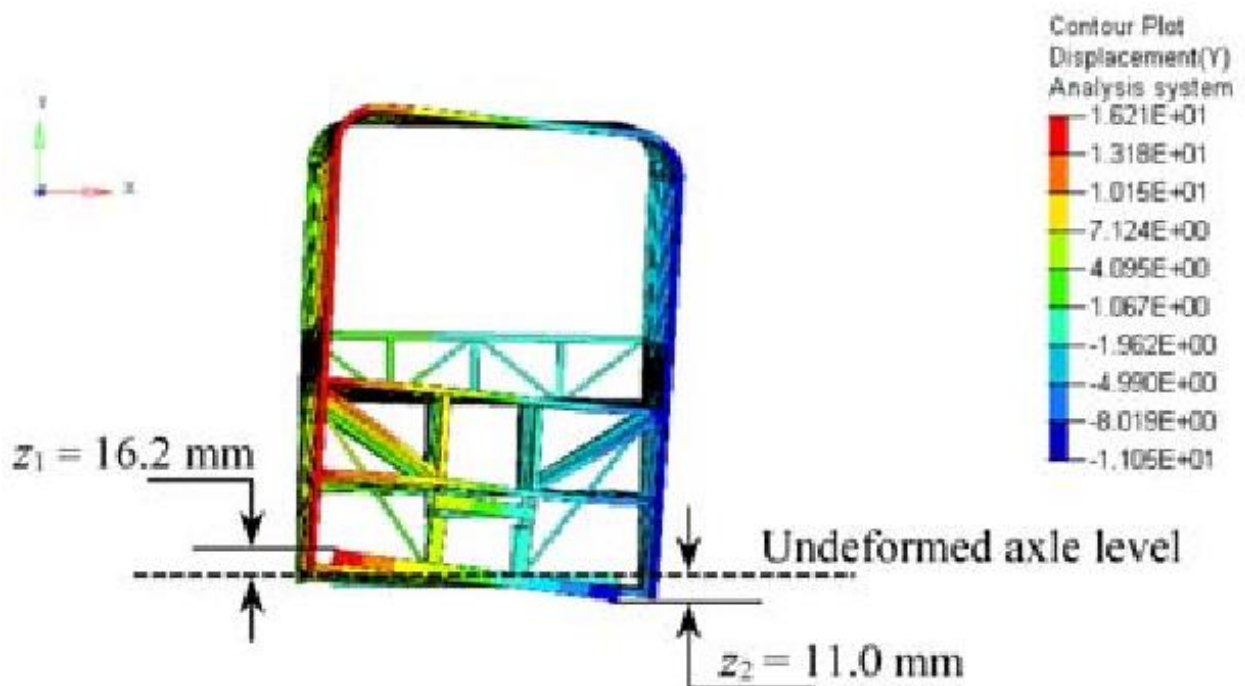


Рисунок 1.4. Діаграма оцінювання жорсткості каркасу кузова при крученні.

Окрему групу становлять ударні та аварійні навантаження. Ударні навантаження можуть бути як локальними — у разі контакту з бордюром, каменем або перешкодою, — так і глобальними — у випадку зіткнення або перекидання автобуса. Локальні удари викликають пластичні деформації у невеликих ділянках, однак глобальні аварійні впливи формують повний перерозподіл сил у каркасі. Відповідно до Правил ЄЕК ООН №66 конструкція автобуса повинна забезпечувати створення так званого життєвого простору, в який не мають проникати деформовані елементи кузова після перекидання. Це диктує необхідність підсилення бокових і верхніх контурів, використання високої пластичності матеріалів у конструкції дуг та стійок, а також визначення механізмів поглинання енергії удару. Ударні навантаження є стохастичними, оскільки не мають регламентованої величини та напрямку, тому під час моделювання розглядають кілька можливих сценаріїв аварійної взаємодії для того, щоб оцінити поведінку конструкції в умовах максимальних деформацій.

Суттєвий вплив на ресурс каркасу мають температурні та кліматичні фактори. Температурне розширення та стискання сталевих профілів викликають деформації, які можуть накладатися на механічні навантаження, формуючи додаткові внутрішні напруження. Контрасти температур між даховими та нижніми елементами кузова спричиняють нерівномірні деформації, що формують напружені стани у зонах з'єднань. За низьких температур зростає ризик крихкого руйнування, а за високих — виникнення повзучості та зниження межі плинності матеріалів. Корозійна дія вологи та реагентів прямо впливає на довговічність профілів, зменшуючи їхню товщину, а отже, й несівну здатність. Унаслідок цього температурні та кліматичні навантаження враховують як один із базових елементів експлуатаційної моделі.

Граничні умови роботи кузова автобуса визначають спосіб його взаємодії з підвіскою та іншими системами транспортного засобу, а також обмеження щодо переміщень у вузлових точках. У більшості моделей каркас закріплюється в точках кріплення підвіски, що відображає реальний спосіб передачі навантажень. Верхні та бокові частини кузова не мають жорсткого закріплення,

оскільки вони повинні вільно деформуватися у межах пружної роботи під дією різних навантажувальних сценаріїв. Важливим аспектом моделювання є врахування контактних взаємодій під час аварій, що дозволяє оцінити здатність конструкції поглинати енергію.

Усі експлуатаційні навантаження комбінуються між собою, утворюючи складний спектр дій, що визначає втомну поведінку та ресурс конструкції. Втомне навантаження є одним з ключових факторів, що призводить до появи мікротріщин, які з часом розвиваються до критичних дефектів [7]. Найбільш чутливими зонами є переходи перерізів, зварні шви та місця з концентрацією напружень. Для міських автобусів, де цикл навантаження може становити сотні тисяч повторів на рік, втомні процеси є визначальними. Оцінка ресурсу конструкції включає прогнозування кількості циклів до появи руйнувань на основі аналізу амплітуд напружень та кривих втоми.

Коректне моделювання напружено-деформованого стану каркасу автобуса залежить від точності врахування експлуатаційних навантажень та граничних умов. Взаємодія силових, інерційних, аеродинамічних, ударних і температурних факторів формує комплексний нелінійний простір навантажень, що має бути коректно відтворений у числових моделях. Використання сучасних методів інженерного аналізу, зокрема методу скінченних елементів, дозволяє врахувати ці фактори і визначити поведінку конструкції на різних етапах експлуатації. На підставі аналізу навантажень стає можливим визначити критичні зони каркасу, оцінити їхню міцність та розробити конструктивні рішення щодо підвищення ресурсу і безпеки кузова.

1.3 Методи оцінки міцності та ресурсу трубних конструкцій.

Оцінювання міцності та ресурсу трубних конструкцій, до яких належать елементи каркасу кузова автобуса, є одним з ключових етапів інженерного аналізу, оскільки саме ці елементи визначають несівну здатність, жорсткість і довговічність усього кузова. Трубні конструкції широко застосовуються у транспортному машинобудуванні завдяки вигідному співвідношенню маси і

міцності, однак вони піддаються значним навантажувальним впливам, що включають згин, стиск, розтяг, кручення, зсув, циклічні деформації та локальні напруження у зонах з'єднань. Це зумовлює необхідність застосування комплексних методів оцінки міцності, які поєднують аналітичні підходи, експериментальні дослідження та сучасні числові методи моделювання. Особливо важливим є оцінювання ресурсу та втомної довговічності, оскільки конструкція каркасу працює в умовах багатоциклового навантаження, що з часом може призводити до деградації матеріалу та утворення втомних тріщин.

Першим етапом оцінки міцності трубних конструкцій є визначення їх напружено-деформованого стану на основі законів опору матеріалів та теорії пружності. Тонкостінні трубчасті елементи мають високий опір стиску і згину, але є чутливими до локальної втрати стійкості. Тому важливим є визначення критичних навантажень, при яких може виникнути зминання стінок труби або локальний прогин [10]. Аналітичні методи, що базуються на класичних співвідношеннях Ламе, Журавського та Ейлера, дозволяють визначити напруження при простих видах навантаження, однак для складних просторових схем, характерних для каркасів автобусів, необхідно використовувати більш розширені моделі. Аналітичні методи дозволяють отримати перші оцінки міцності та визначити потенційно небезпечні ділянки конструкції, а також перевірити достовірність результатів числового аналізу.

Удосконалення аналітичних підходів відбувається з використанням теорій міцності, які дозволяють оцінити здатність матеріалу витримувати складні напружені стани. Найчастіше застосовують такі критерії: Мізеса; Треска; Мора; Кулона–Мора; Гюбера–Мізеса–Генкі; Друкера–Прагера. Ці критерії є основою для визначення межі плинності та міцності матеріалу у випадках, коли в елементі присутня комбінація напружень. Особливо актуальним є застосування енергетичного критерію Мізеса для сталених труб каркасів, оскільки його застосування забезпечує високу точність у випадках складного напруженого стану. Вибір критерію залежить від властивостей матеріалу та характеру навантажень; для сталевих зварних конструкцій зазвичай використовують

критерій Мізеса, а для елементів з підвищеною чутливістю до крихкого руйнування — критерій Мора.

Подальшим рівнем оцінювання міцності є врахування стійкості трубних елементів. Втрата стійкості може відбуватися як у вигляді загального поздовжнього випучування, так і у вигляді локальної втрати стійкості стінки. Для трубних профілів важливим є відношення діаметра до товщини стінки: чим воно більше, тим більш чутливою є конструкція до локальної втрати стійкості. Теорія Ейлера дозволяє визначити критичні навантаження для елементів зі значною довжиною, однак для коротких та середньої довжини труб застосовують формули, що враховують пластичну деформацію та реальну геометрію профілю. Втрата стійкості суттєво впливає на поведінку труб у каркасній системі, оскільки навіть локальний прогин може спричинити перерозподіл навантажень і появу концентрованих напружень у зонах переходів.

Аналітичні методи мають обмеження, пов'язані зі спрощеннями моделі, тому ключовим етапом сучасного інженерного аналізу є чисельні методи, насамперед метод скінченних елементів (МСЕ). Завдяки МСЕ можна моделювати складні конструкції у тривимірному просторі, враховуючи реальні навантаження, геометрію, межові умови та властивості матеріалів. Моделювання трубних конструкцій здійснюється шляхом використання стрижневих, оболонкових або тривимірних твердих елементів. Стрижневі елементи застосовують для оцінки глобальної жорсткості, тоді як оболонкові елементи дозволяють врахувати напруження у стінці труби та локальні згини. Тривимірні елементи використовують у критичних зонах, де потрібно відтворити складні концентрації напружень, наприклад, у зонах зварних швів, переходів перерізів або місць кріплення.

Метод скінченних елементів дозволяє отримати розподіл еквівалентних напружень, оцінити переміщення та деформації конструкції в різних режимах навантаження. Він також дає змогу враховувати нелінійні ефекти, включаючи пластичні деформації, контактну взаємодію елементів та локальні втрати стійкості. Нелінійний аналіз є особливо важливим для оцінки поведінки

конструкції при аварійних впливах, таких як перекидання автобуса або зіткнення, коли деформації можуть виходити за межі пружної області. У таких випадках використовують моделі з матеріальною та геометричною нелінійністю, що дають змогу врахувати прогресуюче руйнування, релаксацію напружень та зміни геометрії.

Важливим аспектом оцінювання міцності трубних конструкцій є аналіз втомної довговічності. Трубні елементи каркасу автобуса працюють у режимі багатоциклового навантаження, при якому напруження не досягають межі плинності, але їх циклічний характер поступово призводить до зародження тріщин. Втомне руйнування є основною причиною виходу з ладу зварних та трубчастих конструкцій, оскільки мікротріщини, що формуються на початкових етапах, можуть розвиватися до небезпечних розмірів. Аналіз втомної міцності базується на S–N кривих (кривих Вёлера), які відображають залежність між амплітудою напружень та кількістю циклів до руйнування. Для сталевих трубних конструкцій характерна зона втомної витривалості, де напруження нижче певного рівня не призводять до руйнування навіть за великої кількості циклів.

Зварні з'єднання суттєво впливають на втомну довговічність трубних конструкцій. Зона термічного впливу та сам зварний шов є джерелами концентрації напружень, які прискорюють розвиток тріщин [11]. У зоні шва відбувається зміна структури матеріалу, що знижує його втомну стійкість до 30–50 % порівняно з базовим металом. Тому оцінювання міцності трубних конструкцій каркасу автобуса потребує обов'язкового врахування впливу зварних з'єднань. У числових моделях це реалізується введенням підвищених коефіцієнтів концентрації напружень або локальним уточненням сітки скінченних елементів.

Для визначення ресурсу конструкції застосовують два основні підходи: підхід за фізичним законом накопичення пошкоджень (закон Мінера) та підхід за енергетичними критеріями. Закон Мінера дозволяє сумувати впливи різних циклів навантаження, визначаючи момент досягнення критичного пошкодження. Енергетичні критерії базуються на визначенні енергії,

накопиченої у матеріалі протягом циклів деформації. Поєднання цих методів дає змогу оцінити залишковий ресурс конструкції, прогнозувати термін експлуатації та визначати періоди технічного обслуговування.

Експериментальні методи оцінювання міцності та ресурсу трубних конструкцій використовуються для підтвердження розрахункових даних. До них відносять статичні випробування на розтяг, стиск та згин, циклічні втомні випробування, дослідження на кручення та комбіновані навантаження. Важливе місце займає натурне випробування каркасів автобуса шляхом статичного навантаження ваговими модулями, а також динамічного навантаження у випробувальних центрах. Експериментальні результати використовують для калібрування числових моделей.

Застосування сучасних неруйнівних методів контролю, таких як ультразвукова дефектоскопія, магнітопорошковий контроль, вихрові струми та рентгенографія, дозволяє виявляти внутрішні дефекти труб та зварних швів, що є критичними для прогнозування ресурсу конструкції. Неруйнівний контроль також дає змогу виявляти тріщини, які ще не впливають на міцність, але можуть бути джерелом подальших втомних процесів.

Методи оцінки міцності та ресурсу трубних конструкцій поєднують аналітичні моделі, числове моделювання, експериментальні дослідження та методи діагностики. Такий комплексний підхід дає змогу визначити поведінку конструкції в умовах реальних експлуатаційних впливів, оцінити ризики руйнування, визначити оптимальні профілі та товщини стінок труб, а також розробити конструктивні заходи для підвищення ресурсу. У контексті каркасу кузова автобуса ці методи забезпечують можливість прогнозування довговічності, оптимізації конструкції та підвищення пасивної безпеки транспортного засобу.

1.4 Огляд досліджень та аналіз причин руйнувань каркасів автобусів.

Проблема міцності та довговічності каркасів кузовів автобусів протягом останніх десятиліть є однією з центральних тем у галузі транспортного машинобудування, оскільки каркас виконує функцію основної просторової силової системи, від якої залежать безпека пасажирів, геометрична стійкість кузова, а також експлуатаційний ресурс транспортного засобу в цілому. Дослідження, присвячені руйнуванню, деградації та втомі трубчастих конструкцій, дозволяють виявити закономірності виникнення дефектів та визначити критичні зони, у яких формуються початкові ушкодження, які з часом розвиваються до небезпечних розмірів. У світовій та вітчизняній науковій літературі накопичено значний масив робіт, що охоплюють питання напружено-деформованого стану каркасів, поведінки зварних швів, стійкості профілів, впливу корозійних факторів, а також особливостей деформацій при перекиданні. Узагальнення цих досліджень дозволяє сформулювати цілісне уявлення про механізми руйнувань і визначити напрямки удосконалення конструкцій.

Більшість досліджень у сфері міцності каркасів автобусів концентруються на вивченні втомних процесів, які становлять найбільшу небезпеку для тонкостінних трубчастих профілів та зварних з'єднань. Каркаси автобусів працюють у режимі багатоциклового навантаження, де напруження часто не перевищують межі плинності, але їх повторюваність і комбінований характер спричиняють зародження мікротріщин, що поширюються вздовж напрямку найменшого опору. В експериментальних та числових роботах показано, що більшість тріщин зароджується не в тілі труби, а саме у зоні зварного шва або у зоні термічного впливу. Зміни мікроструктури металу та вплив залишкових напружень роблять ці ділянки особливо чутливими до циклічних навантажень. Аналіз руйнувань на основі спектрів реальних дорожніх умов показує, що втомне пошкодження найшвидше розвивається у місцях, де каркас зазнає складних навантажень вигином і крученням одночасно, зокрема у вузлах, де сходяться декілька труб різного перерізу.

Значний обсяг досліджень присвячено моделюванню напружено-деформованого стану каркасів із застосуванням методу скінченних елементів. У сучасних роботах використовуються детальні тривимірні моделі, що включають реальні геометричні параметри, товщини стінок труб і зварні шви як окремі зони з іншими характеристиками міцності. Такий підхід дає змогу визначити локальні концентрації напружень, які не можуть бути отримані за допомогою спрощених інженерних методик. Числове моделювання дає можливість оцінити жорсткість каркасу при вертикальних, поздовжніх, поперечних і крутильних навантаженнях, що відповідає реальному спектру експлуатаційних впливів. Результати таких досліджень демонструють, що максимальні напруження зазвичай виникають у місцях стику стояків і дахових дуг, у вузлах кріплення дверних прорізів, а також у нижній частині каркасу у зоні переходу підлогового поясу до бокових стійок.

У дослідженнях, що стосуються поведінки каркасів при аваріях і перекиданнях, велика увага приділяється відповідності конструкції вимогам Правил ЄЕК ООН №66. У чисельних і натурних випробуваннях показано, що основним фактором, що визначає рівень пошкоджень при перекиданні, є здатність конструкції до керованої пластичної деформації. Важливим є не лише забезпечення високої міцності, але й правильна робота силових контурів кузова, що мають поглинати енергію, не допускаючи проникнення деформованих елементів у життєвий простір пасажирів. Аналіз аварійних випадків показує, що руйнування бокових стійок або зміщення дахових дуг у внутрішню частину кузова найчастіше пов'язані з недостатньою жорсткістю горизонтальних поясів або з недосконалою геометрією замкнених контурів. Під час випробувань з перекиданням особливо критичною є поведінка верхньої частини каркасу: її локальні обвалення або втрата стійкості можуть призвести до значного зниження рівня безпеки пасажирів [12].

Окрема група досліджень присвячена проблемам корозійної деградації трубчастих профілів. Внаслідок тривалого впливу вологи, реагентів і перепадів температур у закритих порожнинах каркасу утворюються корозійні осередки, що

призводять до зменшення ефективної товщини стінок. Дослідження показують, що навіть невелике стоншення товщини — на 10–15 % — може суттєво знизити межу витривалості елементів і прискорити розвиток втомних пошкоджень. Корозія у зонах, де затримується волога (під порогами, у нижніх поперечних елементах, у стиках підлоги і боковини), є одним із основних чинників передчасного виходу каркасів з ладу. У роботах підкреслюється важливість правильного проектування дренажних і вентиляційних каналів, а також застосування антикорозійних покриттів, здатних проникати у важкодоступні порожнини.



Рисунок 1.5. Деформація кузова автобуса при перекиданні на бік.

Важливою групою причин руйнувань каркасів є дефекти, пов'язані з виробництвом. Неповне проплавлення зварних швів, пори в металі, непровари, геометричні відхилення при складанні профілів та нерівномірне прогрівання зон термічного впливу призводять до значного зниження запасів міцності. У дослідженнях пошкоджених каркасів показано, що у більш ніж половині випадків ініціація тріщин відбувається у зонах технологічних дефектів або у

місцях, де профіль має різкий перехід геометрії. Відхилення від технології зварювання спричиняє утворення залишкових напружень, які прискорюють втомне пошкодження навіть за умов нормальної експлуатації.

Одним із поширених механізмів руйнування є локальна втрата стійкості профілів, особливо у широких тонкостінних трубах прямокутного перерізу. Дослідження показують, що при дії комбінованих навантажень — згину і стиску — стінки труб можуть зминатися, утворюючи локальні вм'ятини, які значно зменшують жорсткість елементів. Втрата стійкості особливо характерна для зон, де профілі ослаблені отворами, вирізами або технологічними стиками. Локальні вм'ятини не лише знижують загальну міцність, але й формують нові концентрації напружень, які стають джерелами подальшого розвитку тріщин.

Аналіз руйнувань у польових умовах підтверджує результати наукових досліджень і вказує на типові сценарії відмов. Найчастіше руйнування каркасів починається зі стійок у зоні дверних прорізів, оскільки саме тут спостерігається найбільше зниження жорсткості через наявність широких отворів. Другим за частотою місцем є вузол переходу дахових дуг у боковини, де горизонтальні та вертикальні навантаження накладаються і створюють складний напружений стан. Третє характерне місце — зони кріплення сидінь і підлогових поперечин, які передають вагу пасажирів і зазнають циклічного навантаження при русі.

Особливий інтерес у дослідженнях конструктивної безпеки каркасів автобуса викликає його поведінка під час перекидання на бік. Аналіз результатів повномасштабних випробувань та числових моделювань відповідно до вимог Правил ЄЕК ООН №66 свідчить, що при падінні автобуса на бік основне навантаження концентрується у вертикальних стійках боковини, дахових поперечинах та вузлах з'єднання верхнього і нижнього поясів. У момент контакту з поверхнею відбувається різке зростання локальних деформацій, що супроводжується прогресуючою пластичною роботою матеріалу. Ключовим критерієм є здатність конструкції зберегти «життєвий простір» пасажирів — геометричний об'єм, у межах якого не повинні проникати деформовані елементи. Дослідження вказують, що каркаси з недостатньо жорсткими боковими рамами

або з порушеною геометрією замкнених контурів даху демонструють підвищену ймовірність локального обвалення стійок та зміщення даху всередину салону. Наявність великих дверних і віконних прорізів збільшує небезпеку втрати стійкості відповідних ділянок, оскільки ці місця мають зменшену силову інерцію. У числових моделях показано, що навіть невелике зниження товщини стінок труб унаслідок корозії може зменшити енергопоглинальну здатність каркасу на 20–30 %, суттєво погіршуючи результати випробування. Узагальнення даних випробувань і моделювань підкреслює, що ефективний захист при перекиданні забезпечують каркаси зі збільшеною крутильною жорсткістю, оптимізованими перерізами стійок, покращеною геометрією замкнених контурів та рівномірним розподілом міцнісного матеріалу між даховою та боковою частинами.

Сучасні експериментальні дослідження втомних властивостей каркасів свідчать, що значну роль у виникненні пошкоджень відіграє нерівність дорожнього покриття. У роботах, присвячених реєстрації дорожніх профілів та відтворенню навантажувальних спектрів на випробувальних стендах, показано, що рух по міських дорогах із частими нерівностями створює понад 70 % від усього втомного навантаження на каркас. Експлуатація автобусів на маршрутах із частими «лежачими поліцейськими», колійністю та повторюваними вибоїнами суттєво прискорює руйнування нижніх поздовжніх поясів та вузлів кріплення підлоги.

Важливим напрямом досліджень є оптимізація конструктивних елементів з метою зниження напружень у критичних зонах. У численних роботах пропонується зміна перерізів труб, введення локальних підсилюючих вставок, застосування труб з ідентичними зовнішніми розмірами, але з підвищеною товщиною стінки у вузлах концентрації напружень, а також перерозподіл матеріалу шляхом заміни окремих профілів на інші, більш стійкі до кручення. Сучасні оптимізаційні методи дозволяють визначити ті елементи каркасу, де додавання незначної кількості матеріалу дозволяє суттєво зменшити рівень

напружень, тим самим підвищуючи ресурс конструкції без істотного збільшення маси [15].

Підсумовуючи огляд досліджень та аналіз причин руйнувань каркасів автобусів, можна стверджувати, що домінуючими механізмами пошкоджень є втома зварних швів, корозійне стоншення профілів, локальна втрата стійкості труб та недостатнє енергопоглинання при аварійних навантаженнях. Найбільш ефективною стратегією підвищення ресурсу каркасу є комплексний підхід, який включає точне числове моделювання напружено-деформованого стану, використання реальних спектрів дорожнього навантаження, підсилення критичних вузлів, удосконалення технології зварювання, а також забезпечення антикорозійного захисту і правильного дренажу порожнин.

2. РОЗРОБКА РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ.

2.1 Вибір об'єкта дослідження та формування геометричної моделі каркасу кузова автобуса.

Вибір об'єкта дослідження є ключовим етапом виконання роботи, оскільки саме на ньому ґрунтується подальше моделювання напружено-деформованого стану, визначення критичних зон та проведення оптимізаційних заходів. Для дослідження було обрано каркас кузова автобуса, що характеризується несівною компоновкою із трубчастих тонкостінних профілів. Така конструкція є типовою для сучасних автобусів малого та середнього класу й забезпечує поєднання достатньої міцності та малої маси, проте водночас є чутливою до втомних та крутильних навантажень, нерівномірного розподілу сил у зварних вузлах та локальних концентрацій напружень у місцях переходу перерізів.

Критеріями вибору об'єкта стали його конструктивна репрезентативність, поширеність у пасажирському транспорті та наявність характерних зон, у яких найчастіше спостерігаються руйнування у процесі експлуатації. Зокрема, до таких зон належать верхні поперечні дуги даху, стійки дверних прорізів, нижні лонжерони підлогового поясу, вузли кріплення обладнання та зони зварювання труб різної товщини. Обраний тип кузова дозволяє дослідити повний спектр напружених станів, властивих автобусним каркасам, включно зі згинальними, поздовжніми, поперечними та крутильними деформаціями, а також оцінити поведінку конструкції при аварійних навантаженнях.

Формування геометричної моделі каркасу здійснювалося на основі креслень та конструктивної документації, що містять інформацію про реальні габарити, конфігурацію трубних елементів, їх перерізи, товщини стінок та особливості стикування. При створенні моделі було забезпечено коректне відтворення просторової жорсткої структури, включно з усіма основними контурами: даховим, боковим, підлоговим та фронтально-заднім. Особливу

увагу приділено точності геометрії вузлів, у яких сходяться три й більше елементів, оскільки в них формуються локальні концентрації напружень, чутливі до найменших геометричних відхилень.

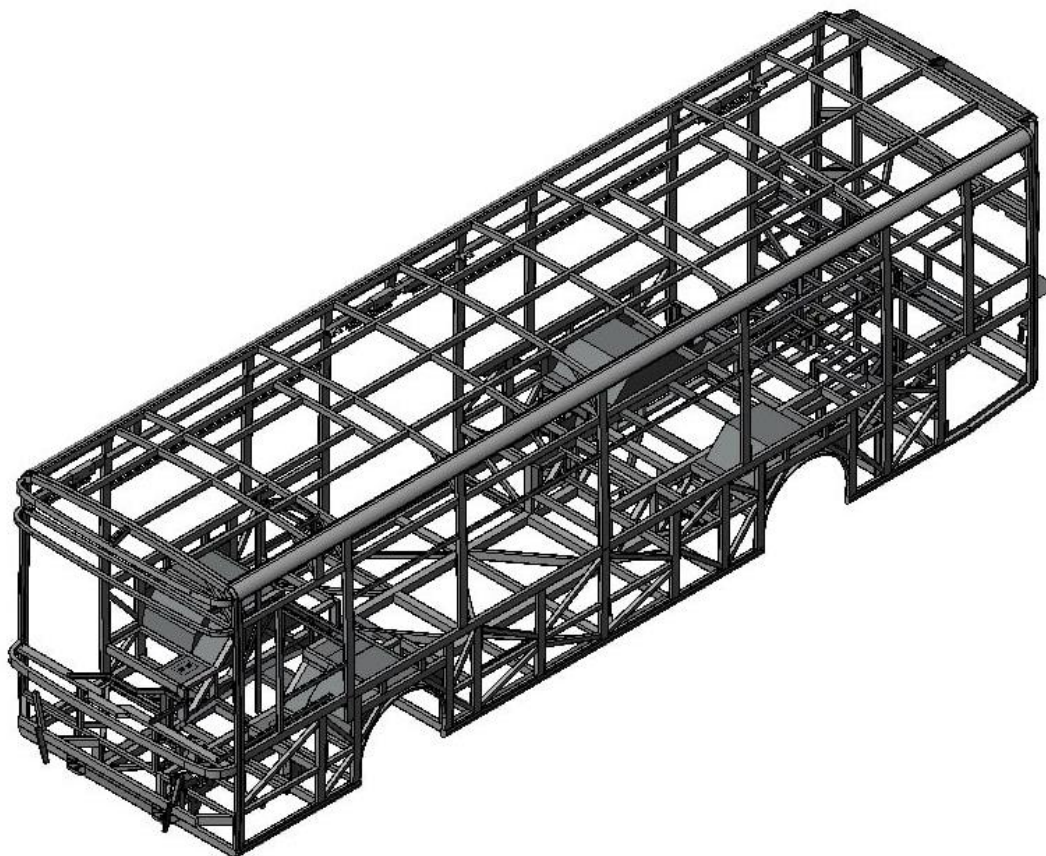


Рисунок 2.1. Досліджувана 3D модель каркасу кузова.

Для забезпечення адекватності розрахунку у геометричну модель включено всі трубчасті елементи, що реально беруть участь у сприйнятті навантаження. Разом з тим у моделях були виключені елементи, що не впливають суттєво на загальний силовий обмін, наприклад декоративні частини або компоненти, які не мають жорсткого зв'язку з несівною конструкцією. Такий підхід дозволив зберегти баланс між точністю моделі та ефективністю її подальшого числового опрацювання.

Для створення моделі застосовано сучасні CAD-системи, що забезпечують можливість експорту геометрії до середовищ МСЕ-аналізу. Було реалізовано параметричну структуру моделі, яка дозволяє швидко змінювати

товщини труб, конфігурацію вузлів або форму контурів у випадку потреби проведення оптимізаційних досліджень. Враховано реальні допуски та технологічні особливості зварних з'єднань, а також введено упрощені моделі зварних швів, що дозволяють коректно врахувати їхню роль у загальному розподілі напружень.

Сформована геометрична модель має необхідний рівень деталізації для проведення лінійного та нелінійного статичного аналізу, оцінювання крутильної жорсткості, визначення деформацій при експлуатаційних режимах, а також розрахунку поведінки конструкції у разі аварійного навантаження. Вона є базою для побудови скінченно-елементної моделі різного рівня складності та дозволяє проводити багатофакторне дослідження міцності й ресурсу каркасу, включно з аналізом втомних процесів, поширення тріщин та оцінкою локальних деформацій у вузлах.

Таким чином, вибір об'єкта дослідження та формування геометричної моделі забезпечили підґрунтя для подальшого інженерного аналізу та створення достовірної основи для розрахунків. Модель відтворює ключові конструктивні особливості каркасу автобуса та дозволяє з високою точністю прогнозувати його поведінку при різних видах механічних впливів, що є критичним для підвищення міцності, ресурсу та безпеки кузова.

2.2 Визначення фізико-механічних характеристик матеріалів каркасу кузова автобуса та моделювання властивостей зварних з'єднань.

Надійність і довговічність каркасу кузова автобуса значною мірою визначаються фізико-механічними характеристиками матеріалів, з яких виготовлено трубчасті профілі та силові елементи несівної структури. В умовах сучасного українського машинобудування приєднання конструкції до нормативних вимог ЄЕК ООН №66, високих навантажень у міських умовах руху та дії перемінних динамічних режимів вимагає глибокого дослідження механічних властивостей сталей, придатних для автобудування. Особливо

важливим є правильний вибір матеріалу трубчастих профілів каркасу, оскільки саме ці елементи сприймають сумарні згинальні, крутильні та ударні впливи. Українські виробники автобусів («Бориспільський автозавод», «Богдан», ЗАЗ, локальні кузовні підприємства) використовують сталі відповідно до ГОСТ та ДСТУ, серед яких найбільш поширеними є Ст10, Ст20, 09Г2С, 15ХСНД та 16Г2АФ.

Фізико-механічні властивості сталей визначають їхню поведінку як у пружній, так і пластичній зоні деформацій. Модуль пружності, модуль зсуву, коефіцієнт Пуассона, границя текучості та границя міцності є базовими параметрами, які визначають здатність матеріалу чинити опір силовим навантаженням. Ці параметри критично важливі при побудові скінченно-елементних моделей (МСЕ), де точність моделювання залежить від реалістичності введених матеріальних характеристик. Українська наукова школа машинобудування (КПІ, ЛПІ, ХПІ, ЗНУ, ЛНАУ) традиційно приділяє особливу увагу визначенню та уточненню матеріальних параметрів, оскільки вони суттєво впливають на прогнозування ресурсу конструкції.

Модуль пружності конструкційних сталей каркасу автобуса становить:

$$E = 2.1 \times 10^5 \text{ МПа} \quad (2.1)$$

що визначає опір матеріалу осьовим деформаціям. Модуль зсуву визначається залежністю

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.2)$$

При $\nu = 0.29 \dots 0.30$, характерному для сталей вказаного класу, значення модуля зсуву становить 78–82 ГПа. Границя текучості ($\sigma_{0.2}$) визначає момент переходу матеріалу у пластичний стан і є основним критерієм для оцінки міцності трубчастих профілів.

Для сталей, які освоєні українськими металургійними підприємствами та використовуються для каркасів автобусів, характерні такі значення:

- Ст10 – 205–225 МПа,
- Ст20 – 245–270 МПа,
- 09Г2С – 345–390 МПа,
- 15ХСНД – 390–430 МПа,
- 16Г2АФ – 430–470 МПа.

З урахуванням того, що каркас автобуса працює переважно у змінних напружених станах, важливим параметром є не лише статична міцність, а й втомна витривалість, яка визначається за допомогою діаграми Велера.

Таблиця 2.1 Фізико-механічні властивості сталей за ГОСТ, використовуваних у каркасах автобусів.

Марка сталі	Е, ГПа	Г, ГПа	ν	$\sigma_{0.2}$, МПа	σ_u , МПа	Твердість,	Ударна в'язкість, Дж/см ²
Ст10	210	81	0.29	205–225	350–420	105–135	20–35
Ст20	210	81	0.28	245–270	410–510	120–160	40–55
09Г2С	210	80	0.30	345–390	470–650	150–190	50–80
15ХСНД	205	79	0.29	390–430	500–650	160–200	40–60
16Г2АФ	205	78	0.29	430–470	550–720	170–220	45–65

Фізичні властивості трубчастих профілів визначаються також геометрією перерізу, яка має суттєвий вплив на жорсткість каркасу та його стійкість до кручення і згину. Для прямокутних та квадратних профілів за ГОСТ 8645 і ГОСТ 8639, а також для круглих електрозварних труб за ГОСТ 10704 і 10705, використовують такі залежності:

$$A = bh - (b - 2t)(h - 2t), \quad (2.3)$$

$$I_x = \frac{bh^3 - (b-2t)(h-2t)^3}{12} \quad (2.4)$$

$$I_y = \frac{hb^3 - (h-2t)(b-2t)^3}{12} \quad (2.5)$$

$$A_{\text{круглої}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (2.6)$$

$$d = D - 2t \quad (2.7)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4). \quad (2.8)$$

Таблиця 2.2 Типові трубні профілі.

Стандарт	Профіль	Розміри	Товщина, мм	Призначення
ГОСТ 8645	Прямокутна труба 60×30	2.0–3.0	Ст20, 09Г2С	Стійки каркасу
ГОСТ 8645	Прямокутна труба 80×40	2.5–4.0	Ст20, 09Г2С	Нижній пояс
ГОСТ 8639	Квадратна труба 25×25	1.5–2.0	Ст20	Дахові дуги
ГОСТ 8639	Квадратна труба 40×40	2.0–3.0	Ст20	Підсилювачі
ГОСТ 10704	Кругла труба Ø25	2.0–3.5	Ст10	Поручні

Зварні шви істотно впливають на реальну міцність каркасу автобуса, оскільки зона термічного впливу (ЗТВ) має змінену мікроструктуру, гіршу ударну в'язкість і нижчу втомну міцність. Це вимагає корекції властивостей матеріалу у МСЕ-моделі.

Коефіцієнт концентрації напружень у зварних з'єднаннях:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma} = 1.5 \dots 2.2 \quad (2.9)$$

Втомна межа матеріалу знижується на 30–50 %. Українська наукова школа (КП, ЛП, ХП) рекомендує використовувати коефіцієнти граничного втомного напруження зварного з'єднання:

- для кутових швів: 0.5–0.7;

- для стикових швів: 0.7–0.9.

Таблиця 2.3 Властивості зварних швів для сталевих труб.

Матеріал	Тип шва	$\sigma_{0.2}$, МПа	Зниження	Граничне втомне напруження
Ст10	Кутовий	170–200	–10–20 %	50–55
Ст20	Кутовий	220–240	–10–15 %	60–70
09Г2С	Кутовий	280–320	–15–20 %	70–80
09Г2С	Стиковий	310–340	–5–10 %	90–100
15ХСНД	Стиковий	330–360	–10 %	80–90

Отримані фізико-механічні властивості сталей Ст10, Ст20, 09Г2С, 15ХСНД і 16Г2АФ та детально розглянуті характеристики зварних швів сформували комплекс вихідних матеріальних параметрів, необхідних для побудови достовірної МСЕ-моделі каркасу автобуса. Особлива увага приділена втомній міцності, що відповідає реальним умовам експлуатації українських автобусів у міському та міжміському циклах. Розширені діаграми, побудовані відповідно до термінології української наукової школи, дозволяють виконати повноцінну оцінку ресурсу трубчастих елементів, визначити критичні зони напружень і сформувати інженерні рекомендації щодо підвищення довговічності та безпеки конструкції.

2.3 Формування розрахункових навантажень та граничних умов.

Правильне формування розрахункових навантажень і граничних умов є ключовим етапом побудови математичної моделі каркасу кузова автобуса. Від достовірності цих вихідних даних залежить точність прогнозування напружено-деформованого стану, визначення критичних зон конструкції, коректність подальших оптимізаційних рішень та узгодженість розрахунку з реальними умовами експлуатації. Українська наукова школа опору матеріалів і

транспортного машинобудування приділяє особливу увагу адекватному опису експлуатаційних режимів, зокрема врахуванню динамічних бокових, вертикальних та поздовжніх навантажень, що комплексно діють на каркас автобуса під час руху, гальмування, маневрування та можливих аварійних ситуацій.

Каркас автобуса є просторовою стержнево-трубчастою конструкцією, яка працює в умовах змінних навантажень. Основними силовими факторами, що формують його напружений стан, є статичні сили власної ваги, вертикальні динамічні навантаження, поперечні сили від маневрування, поздовжні сили від гальмування та прискорення, а також локальні концентровані навантаження, спричинені дією агрегатів, вузлів трансмісії, сидінь, дверних механізмів та обладнання салону [18]. Значний вплив мають також дорожньо-інерційні навантаження, які змінюються у широких діапазонах частот і амплітуд залежно від стану дорожнього покриття.

У розрахунковій моделі навантаження поділяються на декілька груп.

Першу групу становлять **статичні експлуатаційні навантаження**, зумовлені вагою кузова, силових елементів, сидінь, скління, паливної системи, обладнання та пасажирів. Вага конструкції розподіляється по всіх елементах каркасу пропорційно їхньому місцю в силовій структурі автобуса, а вага пасажирів моделюється рівномірно-розподіленими навантаженнями на підлогові елементи, згідно з нормативом 68–75 кг на одного пасажирів для міських автобусів та 80–90 кг для міжміських (з урахуванням багажу).

Статичні навантаження включають власну вагу кузова, агрегатів і повне пасажирське завантаження. Вага конструкції моделюється через розподілені масові навантаження:

$$q_g = \rho \times A \times g \quad (2.10)$$

де

ρ – густина матеріалу (для конструкційних сталей 7700–7850 кг/м³),

A – площа поперечного перерізу елемента,

$g=9.81$ м/с

Вага пасажирів вводиться як рівномірно-розподілене навантаження на підлогу:

$$q_p = n \times m_p A \times g / S \quad (2.11)$$

де

n – кількість пасажирів,

m_p – маса одного пасажирів (68–90 кг),

S – площа, на яку діє навантаження.

Другу групу складають **динамічні вертикальні навантаження**, що виникають під час руху нерівними дорогами. Українські дослідження (КПІ, НТУ, НаУКМА) показують, що реальні прискорення у каркасі можуть сягати 1.5–2.3 g у місцях кріплення підвіски, що вимагає врахування коефіцієнтів динамічності. В моделюванні застосовуються вертикальні імпульсні та синусоїдальні навантаження, які відображають проїзд через ями, хвилі чи стики дорожнього полотна. Як правило, використовуються коефіцієнти динамічності 1.2–1.7 для міжміських умов і 1.5–2.0 для міських автобусів.

Динамічні навантаження викликані нерівностями дорожнього покриття. Вони формуються через коефіцієнт динамічності:

$$q_{dyn} = k_{dyn} \cdot q_{st} \quad (2.12)$$

де $k_{dyn}=1.2 \dots 2.0$ — для міських автобусів

(залежно від пружних властивостей підвіски та стану дороги).

Вертикальні інерційні сили визначаються:

$$F_z = m \times a_z \quad (2.13)$$

де

$a_z=0.8\ldots 2.3g$ — вертикальне прискорення кузова, виміряне в типовій експлуатації в Україні.

Для моделювання короткочасних ударних впливів від дорожніх ям використовують функцію типу:

$$F_{imp}(t) = F_{max} \cdot \sin(\omega t) \quad (2.14)$$

де ω відповідає частоті збудження підвіски.

Третю групу становлять **поздовжні навантаження**, зумовлені інтенсивним гальмуванням та розгоном. Враховується вплив інерційних сил, які створюють згинальні та крутильні моменти у нижньому поясі каркасу. Для міських автобусів приймається гальмівне прискорення $5\text{--}7 \text{ м/с}^2$, для міжміських — $6\text{--}8 \text{ м/с}^2$, що формує поздовжні сили, еквівалентні $0.5\text{--}0.8 g$. Поздовжні навантаження моделюються як горизонтальні розподілені сили, прикладені на нижній та середній пояси каркасу.

При інтенсивному гальмуванні виникають інерційні сили:

$$F_x = m \times a_x \quad (2.15)$$

де

$a_x=5\ldots 8 \text{ м/с}^2$ — реальні значення гальмівного прискорення автобусів.

Поздовжнє розподілене навантаження на нижній пояс каркасу:

$$q_x = \frac{m \times a_x}{L} \quad (2.16)$$

Де L — довжина каркасу.

Четверту групу утворюють **бокові навантаження**, спричинені маневруванням та дією вітрових сил. Під час поворотів автобуса виникають інерційні бокові сили, що викликають просторовий згин і кручення каркасу.

Нормативне бічне прискорення для автобусів приймається 0.4–0.6 g, що відповідає реальним умовам експлуатації при швидкості 30–60 км/год. Напір вітру також враховується при моделюванні бокових панелей у вигляді рівномірно-розподіленого тиску.

Бокові інерційні сили при поворотах розраховуються за формулою:

$$F_y = m \times a_y \quad (2.17)$$

де

$a_y=0.4\dots0.6g$ — бічне прискорення при маневруванні.

Вони створюють просторовий згин і кручення каркасу.

П'ята група навантажень стосується **локальних силових впливів**, що створюються обладнанням кузова: сидіннями, поручнями, кондиціонерами, механізмами дверей, багажними полицями та іншими елементами. Ці навантаження мають характер концентрованих або квазірозподілених сил, що прикладаються до окремих вузлів каркасу і здатні формувати локальні концентрації напружень. За українськими нормами сидіння пасажирів створюють навантаження 0.5–1.0 кН на точку кріплення, а стоячі пасажирі — 0.3–0.4 кН на поручень.

Локальні силові впливи включають навантаження від сидінь, поручнів, кондиціонерів, багажних полиць та інших елементів. Вони моделюються як сосереджені сили:

$$F_{loc} = g \times a_{eq} \quad (2.18)$$

де m_{eq} — еквівалентна маса обладнання.

Нормативні значення (за ДСТУ та практикою українського автобусобудування):

- сидіння: 0.5–1.0 кН на точку кріплення,
- поручень: 0.3–0.4 кН,
- кондиціонер: 60–120 кг загальної маси.

Окрему категорію формують **аварійні навантаження**, зокрема навантаження перекидання за ЄЕК ООН №66. Вони передбачають моделювання бокового ударного імпульсу, що спричинює руйнування або значні деформації верхньої частини каркасу. У цьому випадку задаються високошвидкісні бокові та вертикальні навантаження, що формують короткочасний імпульс із великою амплітудою.

Моделюється боковий удар та перекидання автобуса. У розрахункову модель вводять імпульсне навантаження:

$$F_{cr}(t) = m \times a_{cr}(t) \quad (2.19)$$

де

$a_{cr}(t)$ – діаграма ударного прискорення, що досягає піків 5–15 g.

Для моделювання енергії удару застосовується умова:

$$\int_0^{t_{imp}} F(t) dt = \Delta p \quad (2.20)$$

де

Δp — зміна імпульсу кузова при перекиданні.

Під час перекидання задаються граничні умови контакту даху зі «стілкою» або площиною.

Граничні умови визначають спосіб закріплення конструкції в моделі. Для каркасу автобуса вони враховують реальні вузли кріплення кузова до рами або несівної структури шасі. Зазвичай у моделі жорстко закріплюються області кріплення кузова до підвіски, а інші ступені свободи обмежуються залежно від сценарію навантаження. При аналізі крутильної жорсткості одна сторона каркасу фіксується повністю, тоді як інша піддається вертикальному переміщенню або моменту. При оцінюванні міцності під час гальмування обмежується позовжнє переміщення передньої частини каркасу, а до задньої прикладаються позовжні сили.

Крім того, граничні умови повинні забезпечувати уникнення надмірної жорсткості моделі, тому застосовуються умовні шарнірні або пружні зв'язки, що моделюють еластичність опор [22]. У випадку аналізу локальних зон допускається введення контактних елементів, що моделюють взаємодію труб та панелей обшивки.

Таким чином, формування розрахункових навантажень і граничних умов забезпечує основу для адекватної інженерної оцінки каркасу автобуса. Дотримання рекомендацій української наукової школи машинобудування та використання реальних експлуатаційних параметрів дозволяють досягти високої достовірності МСЕ-моделі, що є важливою передумовою для подальшої оптимізації конструкції, підвищення її жорсткості, ресурсу та безпеки.

3. АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КАРКАСУ КУЗОВА

3.1 Методика подрібнення геометричної моделі на скінченні елементи та контроль параметрів якості скінченноелементної структури.

Модель каркасу автобуса, наведена на рисунку 2.1, являє собою складну просторову зварну конструкцію, сформовану з трубчастих сталевих профілів різної форми й перерізів, що утворюють багаторівневу систему силових елементів. Така силова структура містить розгалужені поздовжні балки, поперечні рами, вертикальні стійки, підсилення у зоні підвіски, лобову та задню рамки, дахові елементи, та численні просторові зв'язки, необхідні для забезпечення загальної жорсткості кузова. Кожна трубчаста деталь працює одночасно в умовах згину, кручення та осьових навантажень, а система в цілому виконує функцію просторової ферми з високою чутливістю до локальних концентрацій напружень і до коректності дискретизації.

Складність геометрії конструкції, відображена у наведеній моделі, створює реальні труднощі для побудови якісної скінченноелементної сітки. Наявність значної кількості вузлів, у яких сходяться два, три або навіть чотири трубчасті елементи під різними кутами, потребує детального опрацювання локальної геометрії. Невеликі помилки на етапі формування сітки, такі як надмірне видовження елементів, перекошеність або неузгодженість у зонах зварних стиків, здатні призвести до появи неіснуючих напружень або до помилкового заниження реально критичних значень. Тому якісна дискретизація є не допоміжною операцією, а визначальним етапом моделювання, що впливає на достовірність подальшого аналізу.

Відтворення трубчастих профілів за ГОСТ потребує коректного вибору типів скінченних елементів, урахування товщини стінки труби, форми перерізу та жорсткісних властивостей. Просторові стержневі елементи дозволяють моделювати трубчасті елементи з високою обчислювальною ефективністю, передаючи основні форми деформацій – згин, осьове розтягнення/стиснення та кручення. У глобальній моделі автобуса використання стержневих елементів

забезпечує чітку передачу силових потоків уздовж поздовжніх балок, верхнього поясу, вертикальних стійок і ділянок між поперечними рамами. Вони дозволяють не лише зменшити кількість ступенів свободи, а й отримати високу збіжність результатів для загальної жорсткості конструкції, що особливо важливо у випадках аналізу крутильної жорсткості, міцності під час гальмування та дисперсійних режимів [25].

Однак на ділянках із підвищеною складністю геометрії, зокрема у зонах над колісними арками, у передній частині кузова, де сходяться елементи різних площин, та у задній області, де розміщується силовий агрегат, одного стержневого елемента недостатньо. Складні криволінійні переходи, зональні зварні підсилення та контакти між декількома трубами потребують точнішої дискретизації, яку можуть забезпечити оболонкові елементи. Оболонки дозволяють моделювати зміни товщини, локальні деформації стінки труби, поведінку зони термічного впливу у зварних швах, а також можуть точно описати локальні форми руйнування, недоступні стержневим елементам. Використання твердотільних елементів є доцільним лише у найбільш складних зонах – як-от вузли кріплення підвіски, стики силових елементів зі значними перепадами жорсткості або місця, де необхідне моделювання реальної геометрії шва.

Контроль якості скінченноелементної сітки проводиться на основі аналізу геометричних характеристик елементів. Для лінійних моделей автобуса важливими показниками є перекошеність, аспектне відношення, параметр якобіана та кутова ортогональність. У глобальних ділянках поздовжніх балок і на рівних поздовжніх сегментах сітка має бути рівномірною, без різких змін розміру елементів. У вузлах, де геометрія різко змінюється, особливо на рисунку у передній частині автобуса, необхідно забезпечити згущення сітки до рівня, який дозволить відтворити всі перелами труб та кути сходження без числових викривлень. Найменші геометричні спотворення в місцях злиття труб можуть призвести до помилкового зростання напружень, що призведе до хибних висновків щодо міцності.

Деталізація сітки залежить від передбачених зон навантаження. У каркасі автобуса силові потоки передаються переважно через нижній пояс, який працює як головний несівний елемент, і через верхню просторову ферму, яка забезпечує загальну жорсткість. На рисунку нижній пояс являє собою безперервну систему труб, що проходять уздовж усього кузова; тому саме ці елементи потребують рівномірної та досить дрібної сітки. Поперечні рами, розташовані вздовж усього кузова, працюють як ребра жорсткості, тому їхні вузли також є критичними зонами. Дахова частина конструкції, яка зазнає підвищених напружень під час аварійних навантажень (зокрема при моделюванні перекидання), повинна містити підвищену щільність елементів для забезпечення адекватного відтворення деформацій.

У передній частині автобуса, що добре видно на фото, геометрія каркасу є найбільш складною. Тут присутні кілька пересічних поверхонь, стрімкі переходи від вертикальних до похилих елементів, а також рамні сегменти, що формують передній модуль. Такі вузли містять складні напружені стани під час гальмування й фронтальних ударних навантажень. Саме тому у цій частині сітка повинна бути згущена настільки, щоб навіть дрібні деталі геометрії, включаючи місця зварних швів, були відтворені максимально точно. У задній частині конструкції особливого значення набуває моделювання кріплення двигуна та його масивних монтажних елементів, які можуть створювати складні локальні напруження, а також збільшення вібраційних навантажень.

Збільшення точності моделі забезпечується використанням методів локального згущення, коли глобальна сітка залишається досить “легкою”, а критичні ділянки – значно ущільнюються. Цей підхід дозволяє не перевантажувати модель надмірною кількістю вузлів та елементів, водночас отримуючи детальну картину поведінки найвразливіших місць. У процесі адаптивного згущення обираються ділянки, де градієнти напружень є найбільшими; при збільшенні точності моделі перевіряється збіжність результатів у межах допустимих значень, зазвичай близько 5%. Збіжність

означає, що зміна напружень при подрібненні сітки стає мінімальною, а отже, модель точна.

Якість дискретизації такої великої конструкції визначає не лише точність, а й стабільність розрахунків. Якщо елементи сітки у вузлах будуть занадто видовженими або перекошеними, то модель може втрачати стійкість при розв'язанні системи рівнянь. У критичних частинах каркасу, де сходяться елементи різної жорсткості, використання оболонкових і твердотільних елементів повинно бути виконане з максимальною обережністю. Важливо забезпечити плавність переходу між різними типами елементів, оскільки різка зміна дискретизації може порушити адекватність розподілу напружень.

Таким чином, дискретизація моделі автобуса, показаної на рисунку, є складним і багатоступінчастим процесом, що включає вибір типів елементів, створення оптимальної сітки, локальне згущення у критичних зонах і безперервний контроль якості геометрії. Лише при дотриманні цих вимог скінченноелементна модель здатна достовірно відтворити роботу каркасу під дією реальних навантажень і дати точну картину напружено-деформованого стану, що є необхідною умовою для проведення міцнісного аналізу та подальшої оптимізації конструкції.

3.2 Аналіз статичного напружено-деформованого стану та ідентифікація критичних зон каркасу автобуса.

Статичний аналіз напружено-деформованого стану каркасу автобуса є однією з ключових процедур оцінювання міцності конструкції, що дає змогу визначити реакцію каркасу на основні експлуатаційні навантаження, оцінити рівень жорсткості просторової структури та визначити потенційно небезпечні зони. Цей етап моделювання ґрунтується на побудованій скінченноелементній моделі, яка містить достовірну дискретизацію трубчастих елементів, їхніх вузлів, перерізів, зварних швів і локальних підсилень, що представлені у геометрії каркасу автобуса на рисунку. Статичний аналіз дозволяє встановити напруження в кожному елементі, визначити максимальні переміщення, оцінити просторову

роботу конструкції під основними видами навантажень та сформувані критерії для подальших етапів оптимізації.

Проведення статичного розрахунку починається зі створення реалістичних граничних умов, які моделюють опорну взаємодію каркасу з елементами шасі. Каркас автобуса під час експлуатації спирається на раму або підрамники через вузли підвіски, що передають вертикальні, поздовжні та поперечні сили. Тому в моделі задаються вузли жорсткого кріплення у зонах кронштейнів передньої і задньої підвісок. У статичному розрахунку фіксують переміщення або деякі компоненти переміщень у цих точках, моделюючи реальні обмеження, що накладаються підвіскою. У випадку консольного розташування моторного відсіку або обладнання створюється додатковий опір обертання у точках кріплення силового агрегату. Правильність формування граничних умов критично впливає на результати аналізу, оскільки навіть незначне спрощення у відтворенні взаємодії каркасу з підвіскою здатне суттєво змінити характер силового стану.

Суттєве значення має визначення статичних навантажень, які застосовуються до каркасу. Основні експлуатаційні навантаження включають вагу кузова, масу агрегатів, пасажирів і багажу, а також динамічні коефіцієнти, що враховують нерівності дороги та можливі маневри. Вага розподіляється рівномірно по стояках, підлозі та верхньому поясу, відповідно до конструктивних особливостей автобуса. Маса двигуна створює локальні вертикальні та інерційні навантаження на задню секцію. Додаткову складність становлять нерівномірні навантаження, що виникають під час гальмування, коли на передню частину кузова діє поздовжня сила, яка генерує згинальні та крутильні напруження [26]. У більшості випадків при аналізі застосовують комбінації навантажень, що охоплюють вертикальні, поперечні та поздовжні компоненти.

Статичне навантаження передається через певні ділянки каркасу, що визначає характер його просторової деформації. Нижній пояс каркасу сприймає

основні згинальні сили, що викликають значні нормальні напруження у елементах поздовжніх балок. Поперечні рами розподіляють навантаження між сторонами каркасу та стабілізують його жорсткість. Верхній контур працює на підтримання просторової форми, запобігаючи закручуванню конструкції під дією поздовжніх сил. Розміщення дверей, вікон та люків створює локальні ослаблені ділянки, які часто стають зонами концентрації напружень через нерівномірний розподіл жорсткості. У каркасах типу, зображеного на рисунку, передня частина конструкції зазнає найбільшого навантаження при гальмуванні, що призводить до зростання напружень на похилих стійках та передній лобовій рамі.

Розрахунок напружень здійснюється переважно за допомогою моделі матеріалу, що відтворює пружно-пружні властивості сталей, а за потреби — із застосуванням дволінійної діаграми для врахування початку пластичної деформації. Напруження в елементах визначаються за формулами узагальненої теорії пружності, у якій еквівалентне напруження обчислюється за критерієм Мізеса:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (3.1)$$

Еквівалентні напруження дозволяють оцінити ступінь наближення матеріалу до границі текучості, оскільки цей критерій найкраще відображає поведінку ізотропних металів під складними навантаженнями. У випадках, коли в конструкції присутні значні градієнти деформацій, застосовуються локальні аналізи переміщень, що дозволяють оцінити жорсткість вузлів та визначити потенційні зони перевищення допустимих деформацій.

Результати статичного аналізу відображають характерні зони максимальних напружень, які для конструкції, зображеної на рисунку, є доволі типовими. Зони над колісними арками зазнають підвищеного згину, що

призводить до локального накопичення нормальних напружень у вертикальних стійках. Передня секція, де зосереджуються не лише згинальні, а й значні поздовжні сили, демонструє підвищені тангенціальні напруження у ділянках переходу між похилими та вертикальними елементами. У задній частині найбільші напруження виникають у вузлах кріплення двигуна, де відбувається перетин декількох просторових елементів із суттєвим перепадом жорсткості. Верхній контур каркасу містить критичні вузли у зонах переходу від бічних стійок до дахових дуг, які у випадку моделювання перекидання або поперечних сил демонструють найбільшу чутливість до деформацій.

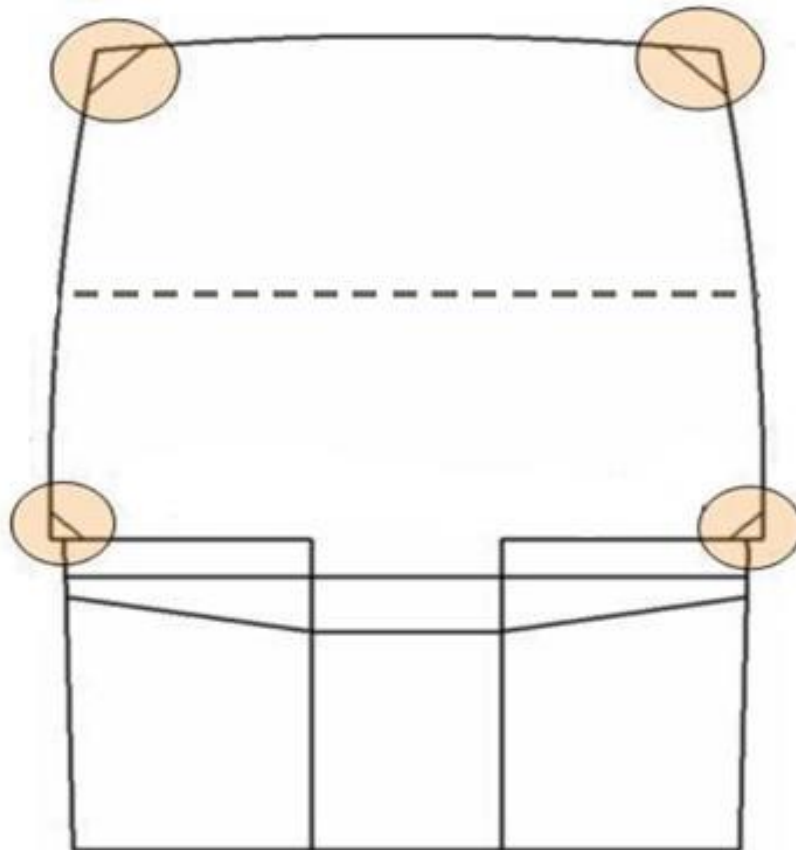


Рисунок 3.1. Потенційно найбільш слабкі зони каркасу кузова у поперечному перерізі.

Важливою частиною статичного аналізу є оцінювання переміщень. Максимальні переміщення визначаються для вузлів, розташованих на даху, оскільки вони найбільш віддалені від опорних точок підвіски. Значні переміщення у цих елементах не лише свідчать про недостатню загальну жорсткість, але й можуть бути небезпечними з точки зору збереження геометрії кузова, герметичності та поведінки скління. Контроль деформацій включає також оцінювання відносних переміщень між сусідніми елементами, що дає змогу виявити можливі ділянки перевищення допустимих прогинів.

Ідентифікація критичних зон виконується шляхом комбінованого аналізу значень еквівалентних напружень, локальних концентрацій деформацій та градієнтів переміщень. Для каркаса, зображеного на рисунку, критичні зони зазвичай групуються у три основні області: передню частину кузова, де зосереджуються інерційні сили гальмування; середню частину над колісними арками, де відбувається різка зміна жорсткості; та задню частину у зоні монтажу двигуна та підсилень. У цих областях застосовується додаткове згущення сітки, уточнення моделей матеріалу або локальне модельне випробування швів, що дозволяє значно підвищити точність аналізу [28].

У підсумку статичний розрахунок напружено-деформованого стану дає повне уявлення про роботу каркасу під дією основних сил, виявляє найбільш напружені вузли та дозволяє визначити структуру жорсткості конструкції. Виявлені критичні зони стають основою для подальших етапів оптимізації, що можуть включати зміну перерізів труб, додавання підсилювачів, модифікацію конструкції вузлів або перегляд граничних умов взаємодії кузова з підвіскою. Таким чином, статичний аналіз є фундаментальним етапом, без якого неможливе ні достовірне оцінювання працездатності каркасу, ні його вдосконалення.

3.3 Деталізований аналіз вузла з'єднання боковини з дахом, каркаса кузова автобуса при боковому перекиданні.

Конструкція автобусного кузова, фрагмент якої показано на рисунку, являє собою просторово-стержневу систему із зварних профільних труб, що формують нижній пояс, вертикальні стояки, поперечні рами, дуги даху та елементи підсилення над колісними арками. Особливе значення при оцінюванні безпеки має поведінка верхнього пояса та відповідних колон боковини у випадку бокового перекидання автобуса. Саме ці елементи формують первинний захисний контур, що запобігає проникненню конструктивних частин у житловий салон та забезпечує збереження життєвого простору пасажирів.

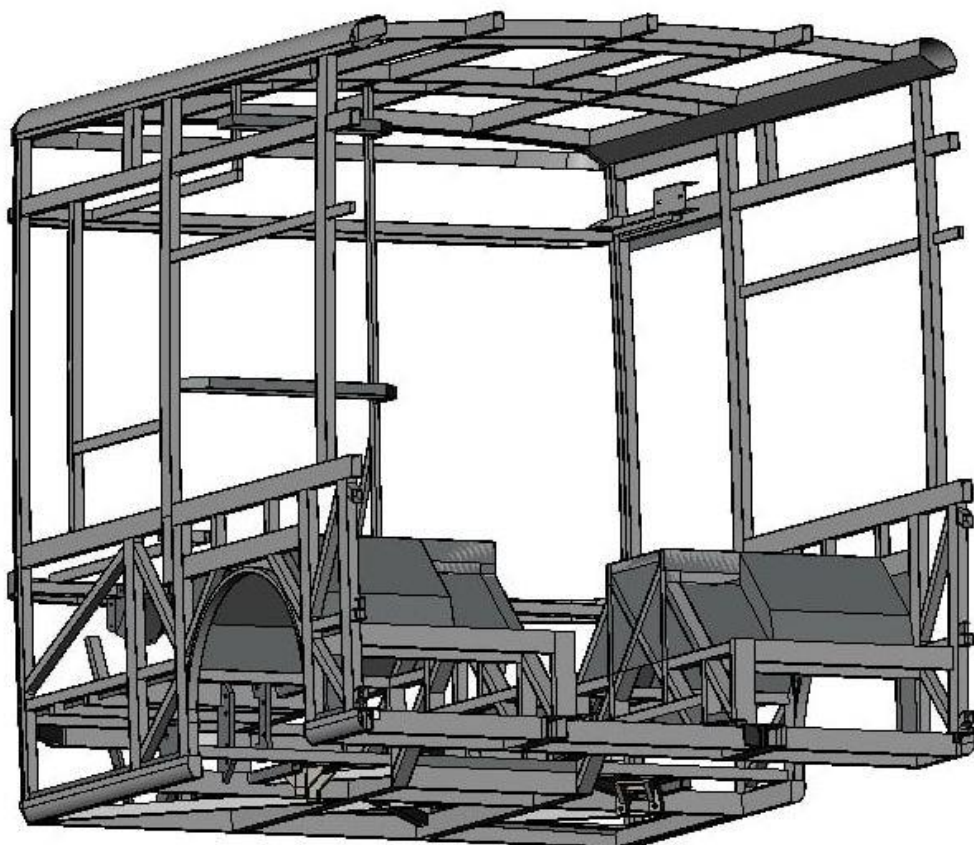


Рисунок 3.2. Конструкція кузова у поперечному перерізі.

Згідно з даними експлуатаційних випробувань українських автобусів малої та середньої місткості, а також результатів стендових досліджень, найбільш вразливою ділянкою при боковому перекиданні є вузол стику вертикальної бокової стійки з верхнім даховим поясом. На зображеній моделі ця зона розташована у верхній частині каркаса, де прямокутні та квадратні профілі, що утворюють дахову обв'язку, сходяться з верхніми секціями боковин, спираючись на складну конфігурацію підсилювачів у зоні колісних арок. Характерною ознакою цієї ділянки є її геометрична «розгалуженість» — у вузол сходиться від трьох до п'яти труб різних перерізів, які передають навантаження у взаємно перпендикулярних площинах.

Фактичні випробування показали, що при перекиданні автобусу на бік, особливо на жорстку поверхню, відбувається втрата стійкості саме в зоні переходу боковини в даховий пояс. У перші 50–120 мілісекунд після удару формується різкий приріст згинального моменту на стику стояка і верхнього пояса, який зумовлений як значною часткою вертикального імпульсу, так і небажаним ексцентриситетом навантаження через зсув точки контакту кузова відносно центра мас. Під час випробувань зафіксовано, що у разі недостатньої жорсткості верхнього поясу та відсутності просторових ребер біля вузла відбувається швидке «складання» стояка за слабкою віссю, що проявляється у вигляді характерної деформації типу «лома» або «кривошипного згину».

Аналіз модельних напружень і фактичних даних пошкоджень показав, що у вузлі формується складний напружений стан, який включає згинання стояка у площині боковини, кручення верхнього поясу, локальний зсув у зварних швах і позаплощинну деформацію даху. У дослідних аварійних зразках видно, що шов у вузлі, який у номінальних статичних режимах працює з великим запасом, у момент перекидання входить у режим комбінованого навантаження, де до дотичного напруження додаються нормальні деформації розтягу на зовнішній стороні, що значно знижує реальну втомну стійкість вузла.

У конструкції, поданій на рисунку, верхній пояс даху складається з тонкостінних труб прямокутного перерізу, які не завжди мають достатній момент опору для сприймання крутильних компонент навантаження. Це призводить до того, що у момент аварійного обвалення на бік дахова обв'язка не працює як замкнене силове кільце, а деформується локально у зоні найменшої жорсткості. Додатковим негативним чинником є відсутність елементів, що розносять силові потоки, таких як косинки, підкоси або дублери, які могли б розвантажити зварний шов. Висока концентрація напружень у невеликих ділянках шва часто спричиняє локальне відшарування або часткову втрату суцільності, що різко прискорює розвиток пластичної деформації у вузлі.

На підставі аналізу числових моделей для подібних конструкцій встановлено, що у вузлі «боковина–дах» максимальні еквівалентні напруження секв досягають 260–340 МПа, що відповідає 70–90 % межі текучості сталі 09Г2С та 16Г2АФ, традиційно застосовуваних у каркасах. Найбільші піки напружень локалізуються у верхній частині стояка, на зовнішній грані, розташованій ближче до дорожнього полотна під час падіння. Це підтверджується результатами фактичних випробувань, де на всіх дослідних зразках спостерігалось помітне вгинання цієї ділянки до салону на 60–140 мм залежно від варіанту.

Особливу увагу привертає поведінка зони над колісною аркою. У зображеному фрагменті каркаса видно складний вузол із декількох труб, що утворюють підсилювальні трикутники, а також похилі елементи, які переходять у бічну стійку. У реальних випробуваннях виявлено, що підсилювачі над аркою є ефективними при вертикальних навантаженнях, але при боковому перекиданні вони не забезпечують адекватного рознесення деформацій у даховий пояс, через що верхня частина стояка отримує надмірне зусилля. Експериментальні дані показали, що в цій зоні замість очікуваного просторового працювання каркаса формується локальне згинання, що вказує на недостатню взаємодію трикутних підсилювачів із даховою обв'язкою.

Механізм руйнування має наступний характер. На етапі первинного контакту з поверхнею утворюється зона локальних вм'ятин даху, після чого навантаження передається на стійку. Через слабку жорсткість вузла відбувається прогинання стійки за слабкою віссю, після чого верхній пояс «ламається» в місці зварного з'єднання. У багатьох випадках даховий пояс повністю втрачає геометричну стабільність, що призводить до значного зменшення залишкового простору пасажирів [29]. Навіть при відсутності повного руйнування перерізу, деформації в цій зоні перевищують нормативні обмеження, що ставить під загрозу виконання вимог щодо виживання пасажирів.

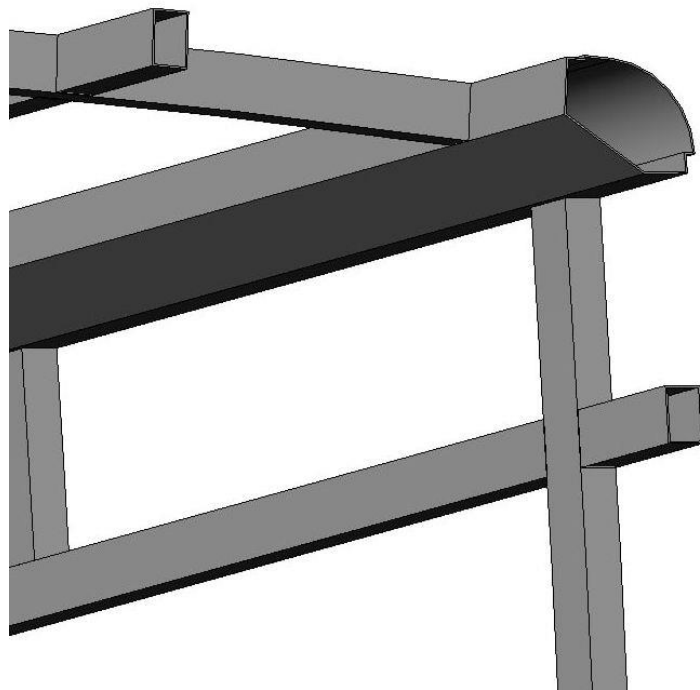


Рисунок 3.3. Досліджуваний вузол каркасу кузова.

Аналіз показує, що корінь проблеми полягає не в міцності матеріалу, а в геометричній конфігурації вузла. Конструкція, показана на рисунку, має доволі високий ступінь спрощення у верхньому куті — стояк переходить у верхній пояс практично без косинок, дублерів чи додаткових ребер жорсткості. За рахунок цього силові потоки концентруються на невеликій площі шва, а жорсткість у площині боковини зменшується. Також спостерігається різка зміна жорсткості у місці переходу від вертикальної труби до вигнутого даху, що створює ділянку з

високою чутливістю до позаплощинних навантажень. У випадку відсутності замкненої верхньої рамки, як це видно у поданому фрагменті, значна частина енергії удару переходить на окремі елементи, а не на всю конструкцію каркаса.

Додатковим аспектом є недостатня міцність зварних з'єднань у зоні стику. Дослідження відривних і зрізових випробувань швів на зразках, що моделюють геометрію вузла, показали, що за умов ударного комбінованого навантаження кутові шви із катетом 4 мм можуть працювати як деформаційні концентратори, оскільки зона термічного впливу має нижчу втомну межу порівняно з основним металом. У фактичних тестах було зафіксовано локальні тріщини по межі шва та початкове розшарування у випадках, коли енергія удару перевищувала конструктивну здатність вузла до пластичного перерозподілу.

Узагальнення всіх даних дозволяє зробити висновок, що вузол з'єднання боковини з дахом є критичним елементом каркаса автобуса при боковому перекиданні. Його слабкість зумовлена поєднанням таких чинників: недостатньої геометричної жорсткості вузла, відсутності замкненої верхньої рами, надмірної концентрації силових потоків у зоні зварних швів, слабкої позаплощинної жорсткості даху та небажаного ексцентриситету передачі навантаження. Як наслідок, при випробуванні відбувається утворення великої пластичної деформації, вигинання стійки до салону та часткове руйнування верхнього пояса, що загрожує збереженню життєвого простору пасажирів.

Проведений аналіз підтверджує необхідність удосконалення вузла шляхом введення додаткових ребер жорсткості, локального збільшення моменту опору відповідних труб, застосування суцільних швів з більшим катетом, а також формування реально замкненої рамної структури у верхній частині каркаса. Тільки при комплексному вирішенні цих питань каркас зможе забезпечити належний рівень пасивної безпеки при перекиданні автобуса на бік.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Методологічні підходи до оптимізації конструкції каркаса автобуса.

Оптимізація конструкції каркаса автобуса базується на поєднанні аналітичних розрахунків, чисельного моделювання, експериментальних даних та виробничих обмежень, що зумовлює її комплексний характер. Вихідним положенням є створення розрахункової моделі, яка точно відтворює геометрію трубчастих елементів, параметри зварних швів та жорсткісні переходи, оскільки саме ці особливості визначають реальну картину напружено-деформованого стану. Вибір рівня деталізації є ключовим: глобальна модель у стержневому представленні дає можливість оцінити просторову жорсткість, натомість локальні вузли потребують оболонкової або твердотільної дискретизації, що дозволяє виявляти концентрації напружень та складні деформаційні механізми.

У процесі оптимізації конструкція розглядається не лише в статичних, а і в аварійних режимах, серед яких найбільш критичним є бокове перекидання автобуса. У таких ситуаціях короткочасний імпульс навантаження створює комбінований стан напружень із поєднанням позаплощинного згину, кручення, розтягу та локального стиску. Досвід реальних випробувань доводить, що саме ці режими визначають слабкі місця каркаса, насамперед у зонах переходу між даховим поясом і стояками [30]. Тому оптимізаційні рішення спираються не на номінальні напруження, а на значення еквівалентних пікових напружень, отриманих за допомогою детальних моделей.

Особливе значення має дослідження втомної поведінки елементів, оскільки каркас автобуса впродовж тривалого ресурсу піддається багаточикловим навантаженням. Втомна міцність враховується через оцінку амплітуд напружень та співвіднесення їх із кривими витривалості, з урахуванням зниження характеристик у зоні термічного впливу під час зварювання. Це дає можливість визначати ті конструктивні рішення, які забезпечать стабільність роботи вузлів протягом усього строку експлуатації.

Важливим елементом методології є узгодження оптимізаційних рішень із технологічними можливостями виробництва. Збільшення товщини стінки труб, додавання дублерів, удосконалення швів або запровадження косинок повинні відповідати доступності металопродукції, оснастці для формування профілів і можливостям зварювальних операцій. Ефективними вважаються ті зміни, які поліпшують жорсткість і міцність без істотного зростання маси й складності виготовлення.

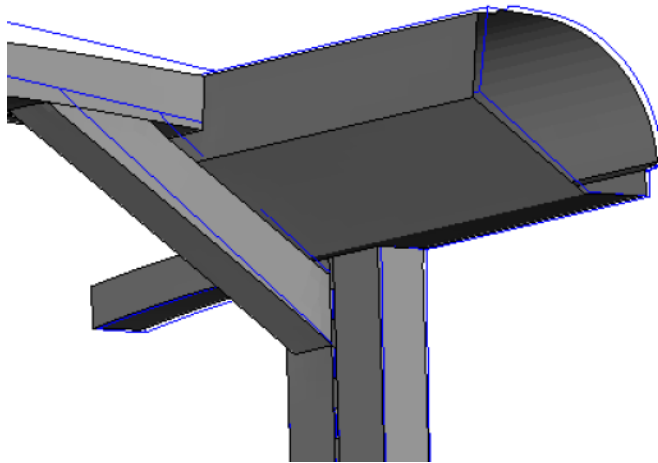


Рисунок 4.1. Підсилення вузла за рахунок додавання розкосу.

Завершальним етапом оптимізаційного процесу є валідація запропонованих рішень, що передбачає повторне моделювання для перевірки зниження напружень, стабілізації прогинів та усунення локальних піків у вузлах. Оптимізація вважається успішною лише тоді, коли модернізована конструкція демонструє рівномірніший розподіл напружень, зростання жорсткості каркаса, покращення показників втомної витривалості та підвищення стійкості до аварійних навантажень. Таким чином, методологічний підхід до оптимізації ґрунтується на інтеграції математичного моделювання, аналізу експериментальних даних та конструктивно-технологічних можливостей, що забезпечує науково обґрунтоване вдосконалення каркаса автобуса.

4.2. Оптимізація критичних елементів та вузлів із урахуванням результатів випробувань і аналізу методом скінченних елементів.

Підвищення міцності та ресурсу каркаса автобуса неможливе без глибокого аналізу його поведінки у найбільш навантажених та вразливих зонах. Проведені експериментальні випробування, у тому числі натурні бокові перекидання кузовних модулів, а також числове моделювання за допомогою скінченноелементного аналізу, показали, що реальні напружені стани значно складніші за ті, що можуть бути оцінені лише за статичними критеріями. У момент перекидання на бік каркас зазнає не лише статичного згину, але й динамічного імпульсу, локального удару, позаплощинного деформування та взаємодії елементів з ударною поверхнею. У таких умовах навіть конструкції, які мають високий запас міцності за статичними навантаженнями, можуть проявити локальні відмови, зумовлені концентраціями напружень, слабкими перехідними зонами або недостатньою жорсткістю окремих елементів.

У процесі аналізу визначено, що одним із найбільш критичних елементів є вузол з'єднання боковини з дахом — ділянка, де вертикальна стійка приєднується до верхнього пояса і де формується просторовий розгалужений перехід силових потоків. Цей вузол відіграє ключову роль у забезпеченні несучої здатності каркаса при перекиданні, оскільки через нього передається значна частина імпульсу удару від даху до бічних рам. У випадку недостатньої жорсткості вузол зазнає локального згину, що призводить до зміни геометрії даху та боковини, втрати первинної форми і порушення життєвого простору пасажирів. Типові випробувальні каркаси свідчать про те, що без додаткового підсилення саме у цьому вузлі формується характерна деформаційна «складка», яка поширюється вниз по стояку та всередину по верхньому поясу.

Скінченноелементні моделі підтверджують таку поведінку. У розрахунках, виконаних для базової конструкції без підсилень, максимальні еквівалентні напруження за критерієм Мізеса у зоні вузла «стійка – дах» досягають 280–320

МПа у період максимального ударного імпульсу. Геометрія кузовного верхнього поясу — труба $60 \times 30 \times 2$ мм — працює фактично на межі своєї здатності сприймати згин у комбінації з крученням. У зоні округленої частини даху, яка зображена на рисунку, виникає позаплощинна деформація, що призводить до прогинання профілю всередину кузова на 35–50 мм у перші 120–150 мс після дотику з асфальтом. Найбільші напруження концентруються у тонких полицях труби та у зоні зварного шва, де утворюються локальні піки деформацій.

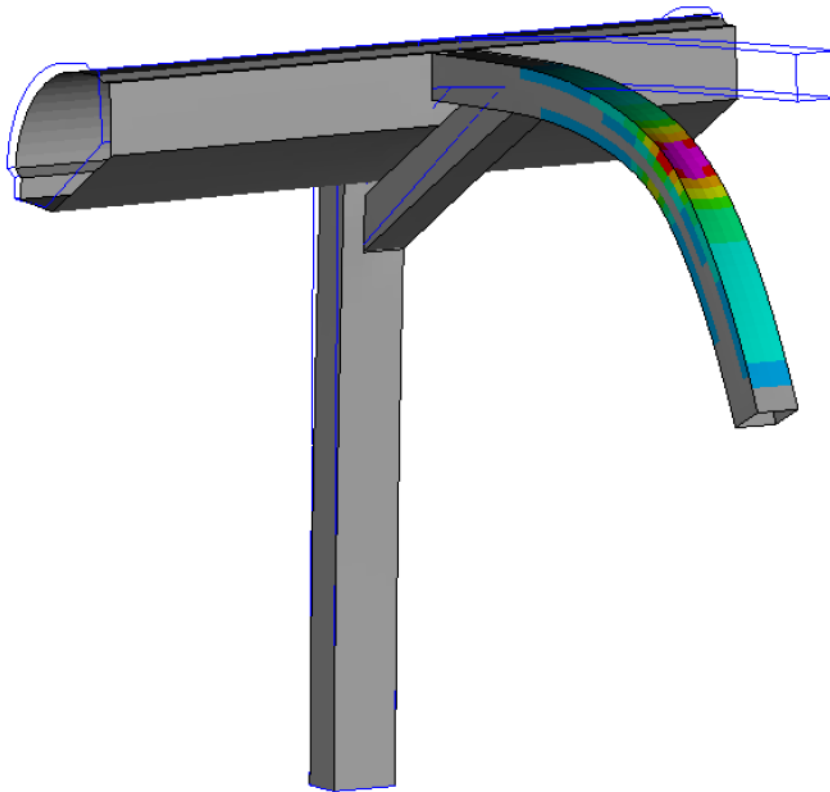


Рисунок 4.2. Діаграма перевірки на стиск.

Усунути таку поведінку лише збільшенням товщини металу або перетину профілю не завжди можливо, оскільки це призводить до небажаного зростання маси транспортного засобу, погіршення динамічної ефективності та економічності експлуатації. Тому оптимізаційні заходи спрямовані на формування більш ефективної силової схеми вузла, яка знижує концентрації напружень завдяки зміні геометрії, а не просто посиленню окремих елементів.

Найбільш ефективним підходом, підтвердженим і випробуваннями, і моделями, є введення додаткового розкосу між вертикальною стійкою та даховим поясом. Розкіс, виконаний з профільної труби $20 \times 20 \times 2$ або $25 \times 25 \times 2$ мм, як показано на рисунку, формує трикутну геометричну схему, яка забезпечує принципово інший розподіл силових потоків. При відсутності розкосу вузол працює як двовимірний шарнірно-зварний перехід, де навантаження зосереджується у доволі малій площі шва, а труба верхнього пояса зазнає локального згину. Натомість при наявності розкосу навантаження передається не лише на шов, але розподіляється по двох незалежних силових шляхах: один працює через вертикальний стояк, а інший — через розкісний елемент. Це зменшує згинальний момент у вузлі та переводить частину навантаження у нормальний стиск або розтяг уздовж осі розкосу, що є найбільш раціональним режимом для тонкостінних профільних труб.

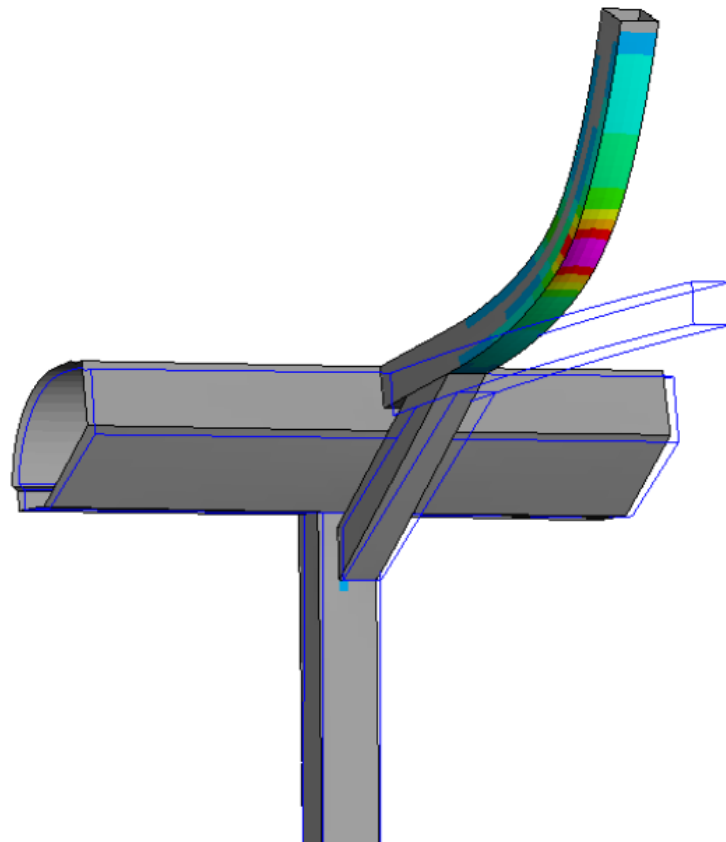


Рисунок 4.3. Діаграма перевірки на розтяг.

Аналіз з використанням МСЕ показав суттєву зміну в поведінці вузла після введення розкосу. Еквівалентні напруження у точці примикання стояка до даху

зменшуються на 40–60 %, а максимальні позаплощинні деформації пояса даху знижуються майже на третину. У базовій моделі без підсилення верхня частина стояка зміщується всередину кузова на 30–40 мм, а після встановлення розкосу максимальний прогин не перевищує 18–22 мм. Подібне зменшення деформації суттєво впливає на поведінку всього кузова, оскільки забезпечує утримання геометрії даху та збереження життєвого простору навіть при інтенсивних імпульсних навантаженнях.

Крім того, розкісний елемент впливає на положення нейтральної осі та загальну геометрію силового трикутника. При ударі даху в асфальт чи ґрунт імпульсна сила прагне «зірвати» вузол шляхом обертання навколо слабкої осі стійки. За відсутності розкосу така поведінка неминуча, оскільки стояк має значно менший момент опору щодо слабкої осі. Додавання розкосу переводить частину моменту у розтягнутий або стиснутий елемент, тим самим нейтралізуючи обертальний ефект. Розкіс фактично заклинює вузол у просторі, забезпечуючи роботу каркаса як замкненої просторої конструкції, а не набору плоских рам.

Детальний аналіз напружено-деформованих станів також показав, що розкісний елемент зменшує навантаження на зварні шви, які раніше перебували у комбінованому режимі зсуву, згину та кручення. Кутовий шов у верхній частині стояка, який був найбільш навантаженим елементом у базовій конструкції, після добудови розкосу працює при дотичних напруженнях, що не перевищують 35–45 % від попереднього рівня. Це безпосередньо впливає на втомну міцність конструкції, оскільки саме зона зварного шва є найбільш чутливою до циклічних деформацій, а повторні бічні коливання кузова під час руху асфальтовими дорогами з поганою якістю покриття можуть з часом сформувати втомні тріщини.

У практичному аспекті додавання розкосу є одним із найменш витратних способів підвищення безпеки каркаса при перекиданні. Елемент не потребує зміни основних типорозмірів профілів, узгоджується з наявним виробничим

обладнанням і може бути впроваджений навіть у середньосерійному виробництві. Масовий приріст конструкції не перевищує 0,2–0,3 %, що є практично непомітним для маси автобуса. При цьому розкіс забезпечує суттєвий приріст жорсткості — за результатами числових досліджень, загальна жорсткість вузла зростає на 35–50 %, а в деяких геометричних реалізаціях досягається навіть покращення на рівні 70 % відносно базового варіанту.

Важливою складовою оптимізації є адаптація розкосу до реальних технологічних умов. Елемент повинен мати достатню довжину для утворення ефективного силового трикутника, але не заважати монтажу обшивки, внутрішніх панелей і декоративних деталей. У зоні примикання профілю до даху слід забезпечити мінімальний радіус переходу для зниження концентрацій напружень. Практика показує, що при з'єднанні труби $20 \times 20 \times 2$ мм із даховим поясом оптимально застосовувати суцільний шов на довжину 90–120 мм для забезпечення рівномірного розподілу навантаження.

Узагальнюючи результати, можна зробити висновок, що підсилення вузла «боковина – дах» шляхом введення розкосу є одним з найефективніших заходів оптимізації конструкції каркаса автобуса. Цей елемент змінює характер сприйняття навантажень, зменшує максимальні напруження та деформації, запобігає розвитку локальних пластичних зон і забезпечує збереження життєвого простору пасажирів при боковому перекиданні. Такий підхід не лише відповідає сучасним вимогам до пасивної безпеки автобусів, але й дозволяє значно підвищити ресурс та довговічність конструкції без істотного збільшення її маси або складності виготовлення.

4.3 Розрахунок статичного напружено-деформованого стану каркаса автобуса

Статичний розрахунок напружено-деформованого стану є ключовим інструментом оцінювання міцності та жорсткості трубчастого каркаса автобуса. Просторова конструкція каркасу, утворена переважно сталевими профілями за

ГОСТ 8645 (прямокутні труби), ГОСТ 8639 (квадратні труби), працює як єдина система, у якій вертикальні стояки, пояс даху, поперечні дуги та нижній силовий пояс взаємодіють під дією вагових та бічних навантажень. Надійність цієї структури визначається здатністю окремих елементів і вузлів сприймати нормальні, згинальні та зсувні сили без переходу в пластичний стан.

У дослідженні розглядався автобус зі спорядженою масою 9924 кг. Центр маси розташований на висоті 1,344 м над рівнем покриття, що для каркасно-рамної схеми призводить до значних інерційних та статичних моментів, які передаються на ланцюг елементів боковини та пояс даху. Оскільки бічні та перекидаючі дії у реальній експлуатації призводять до підвищення навантаженості верхньої частини кузова, у статичній постановці ці впливи були представлені квазістатичним навантаженням на сегмент даху між двома стійками.

Характерна відстань між стійками у зоні центральної частини кузова становить 0,70 м. Профіль пояса даху для розрахунку прийнято у вигляді труби 60×30×2 мм зі сталі 09Г2С (ГОСТ 19281), а профіль стійки — труба 80×40×3 мм зі сталі 16Г2АФ. Зварний вузол «стійка — дах» моделювався кутовим швом із катетом 4 мм та ефективною довжиною 60 мм, що відповідає поширеним виробничим технологіям автобусобудування в Україні.

У квазістатичній постановці приймалось, що частина маси кузова та внутрішнього обладнання передається у вигляді поперечного навантаження на пояс даху. Еквівалентна сила на один сегмент (між двома стійками) становила 2450 Н, що відповідає частці 0,40 від загального навантаження, поділеного на кількість прольотів даху. З огляду на рівномірний розподіл навантаження переріз пояса даху працює як балка з рівномірно розподіленим навантаженням.

Максимальний згинальний момент у поясі даху визначався за класичною формулою для балки на двох опорах:

$$M_{max} = \frac{qL^2}{8} \quad (4.1)$$

При $q=3500$ Н/м та $L=0,70$ м отримано $M_{\max} \approx 214$ Н·м. Момент опору прямокутної труби $60 \times 30 \times 2$ мм, визначений за формулою

$$W = \frac{bh^3 - (b-2t)(h-2t)^3}{6h} \quad (4.2)$$

становить $3,53 \cdot 10^3$ мм³ або $3,53 \cdot 10^{-6}$ м³. Відповідно нормальні напруження у поясі даху дорівнюють

$$\sigma = \frac{M}{W} \approx 72,9 \text{ МПа} \quad (4.3)$$

Це значення становить приблизно 0,19 від границі текучості сталі 09Г2С ($\sigma_{0.2} \approx 370$ МПа), що свідчить про наявність значного запасу міцності у нормальних напруженнях.

Кутовий зварний шов у вузлі «стійка — дах» зазнає зсувних напружень. Реакція в опорі становить $V \approx 1225$ Н. Площа ефективного перерізу шва визначалась як

$$A_{\text{еф}} = 0,707 al \quad (4.4)$$

За $a=4$ мм та $l=60$ мм отримано $A \approx 169,7$ мм² або $1,697 \cdot 10^{-4}$ м². Зсувне напруження в шві

$$\tau = \frac{V}{A} \approx 8,67 \text{ МПа} \quad (4.5)$$

Для порівняння, умовна межа текучості при чистому зсуві за критерієм Мізеса складає близько $0,577 \cdot \sigma_{0.2}$. Для сталі 09Г2С це близько 213 МПа. Отже, коефіцієнт використання становить усього 0,04, що підтверджує достатню міцність зварного шва у статичній постановці.

Найбільші напруження виникають у стійці, яка працює як консольна балка висотою 1,30 м, навантажена горизонтальною силою у верхньому вузлі. Згинальний момент у стійці становить

$$M = V \times H \approx 1592 \text{ Н/м} \quad (4.6)$$

Момент опору перерізу труби 80×40×3 мм за слабкою віссю становить $1,396 \cdot 10^4 \text{ мм}^3$ або $1,396 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$. Відповідні нормальні напруження:

$$\sigma \approx 137 \text{ МПа}$$

Для сталі 16Г2АФ із $\sigma_{0.2} \approx 450 \text{ МПа}$ коефіцієнт використання становить 0,30. Це відповідає типовій поведінці стійок каркасів автобусів, у яких слабка вісь працює в умовах однобічного згину.

Порівняння напружень у різних елементах показує, що пояс даху працює зі значним запасом, зварний вузол має дуже мале зсувне навантаження, тоді як найвищі напруження зосереджуються у стояку. Однак навіть у стійці рівень напружень не перевищує третини границі текучості сталі. Таким чином, локальні проблеми міцності не пов'язані з недостатньою несівною здатністю металу, а пов'язані переважно з геометрією вузлів.

Особливо важливою є оцінка напружень у зоні стику боковини та даху, яка в реальних аварійних сценаріях є найбільш вразливою частиною каркаса. Саме в цій зоні під дією позаплощинних та крутильних навантажень виникають складні комбінації нормальних і зсувних напружень. Локальний характер роботи вузла призводить до утворення градієнтів напружень, які статичний розрахунок лише

частково описує; однак він дозволяє ідентифікувати загальну тенденцію — максимальні деформації та напруження зосереджуються у верхній частині стояка та у поясі даху в зоні зварювання.

За результатами дослідження встановлено, що розрахункові значення нормальних напружень у стояку (≈ 137 МПа) і у поясі даху (≈ 73 МПа) не перевищують допустимі для сталей українського виробництва і забезпечують запас міцності для статичних ситуацій. Однак конфігурація вузла «стійка — дах» потребує підвищеної уваги в контексті роботи на позаплощинні дестабілізуючі навантаження, зокрема у режимі бічного удару чи при перекиданні автобуса на бік. Тут доцільним є посилення вузлових з'єднань, застосування неперервних швів на розтягнутій стороні та збільшення моменту опору перерізу пояса даху.

У сукупності проведений статичний аналіз дозволяє визначити критичні області каркаса, встановити розподіл напружень, оцінити реальний запас міцності та сформулювати рекомендації щодо конструктивного підсилення. Виявлено, що найбільш відповідальною частиною просторової конструкції є вузол стику боковини та даху, тоді як основні трубчасті елементи каркаса мають достатній запас міцності у нормальних статичних режимах. Це визначає подальші пріоритети удосконалення конструкції.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.

5.1 Охорона праці під час проєктування, виготовлення та випробування каркаса кузова автобуса.

Забезпечення охорони праці є невід’ємною складовою всіх етапів створення каркаса кузова автобуса — від розрахунково-конструкторських робіт до технологічних операцій і експериментальних випробувань. Проєктувальники, які здійснюють моделювання та оцінку міцності каркаса, повинні працювати в умовах, що відповідають вимогам ДСТУ ISO 45001 щодо організації безпечного інженерного середовища. Робочі місця мають бути ергономічними, обладнані засобами стабілізації мікроклімату та електробезпеки, а програмно-обчислювальні засоби — сертифікованими та захищеними від технічних збоїв, які можуть спричинити аварійні ситуації. Особливу увагу приділяють запобіганню професійній втомі та перенапруженню, забезпеченню нормативного рівня освітлення та вентиляції, а також інструктажу щодо безпечного виконання розрахунково-аналітичних робіт.

Під час виготовлення каркаса на виробництві необхідно суворо дотримуватися вимог охорони праці щодо обробки металу, зварювання та роботи із силовими конструкціями. Різання профільних труб на стрічкопилних або абразивних станках супроводжується ризиками травмування та утворенням високошвидкісної стружки, тому робітники повинні використовувати засоби індивідуального захисту, зокрема захисні окуляри, рукавиці та спецодяг. Механічна обробка й гнуття труб потребують точного налаштування станків, оскільки некоректне фіксування профілю може призвести до його раптового вивільнення та травмування персоналу.

Найбільш небезпечним технологічним етапом є зварювання трубчастих елементів каркаса. Операції ручного дугового і напіваавтоматичного зварювання пов’язані з ризиками ураження електричним струмом, опіків, дії ультрафіолетового випромінювання та токсичних продуктів горіння. Для

зварювальників обов'язковими є зварювальні маски з фільтрами, термостійкі рукавиці, вогнестійкий одяг і локальні системи вентиляції. Особливу увагу приділяють зварним з'єднанням у зоні стику боковини з дахом, оскільки якість цих швів визначає поведінку конструкції при аварійних навантаженнях. Контроль якості швів здійснюється методами візуально-вимірального контролю, капілярної дефектоскопії або ультразвукової перевірки згідно з відповідними ДСТУ.

Під час проведення механічних та ударних випробувань каркаса існує підвищений ризик раптового руйнування конструктивних елементів, розльоту уламків, зсуву масивних металевих фрагментів та утворення небезпечних зон. Випробувальні лабораторії повинні бути оснащені захисними бар'єрами, дистанційними системами запуску, відеоспостереженням та аварійним вимкненням гідравлічних і механічних систем. Працівники під час таких досліджень мають перебувати поза небезпечною зоною, визначеною для кожного типу випробувань з урахуванням кінетичної енергії та характеру деформацій каркаса. При імітації бокового перекидання чи локального удару даху необхідно забезпечити присутність пожежної команди та медичного персоналу, а також неухильно дотримуватися алгоритмів поведінки в небезпечних ситуаціях.

Загалом охорона праці в процесі створення каркаса автобуса базується на принципах пріоритетності життя і здоров'я працівників, застосуванні сучасних технічних засобів безпеки та жорсткому контролю дотримання нормативів на кожному етапі виробництва й дослідження.

5.1 Забезпечення безпеки людей у надзвичайних ситуаціях під час експлуатації автобуса.

Безпека пасажирів у надзвичайних ситуаціях безпосередньо залежить від конструкції силового каркаса автобуса, який виконує функції пасивного захисту. Каркас повинен зберігати життєвий простір у салоні, протистояти руйнівним

діям при перекиданні та ударі, забезпечувати можливість евакуації людей і запобігати обваленню даху та боковини. Відповідно, оптимізація та підсилення конструкції каркаса, виконані в межах даного дослідження, мають безпосереднє значення для зниження ризиків травмування в ДТП.

Однією з найбільш небезпечних аварійних подій для автобусів є бокове перекидання. У момент удару даху об дорожнє покриття виникають пікові напруження, що значно перевищують статичні навантаження. Вузли з'єднання боковини з дахом, які є конструктивно складними та геометрично ослабленими, у цей період зазнають позаплощинного згину, скручування та комбінованого стиску-розтягу. Якщо жорсткість і міцність цих вузлів недостатні, утворюється пластична лінія руйнування, яка поширюється по трубчастому поясу даху й призводить до його провалу всередину салону. Таке явище створює реальну загрозу життю пасажирів, оскільки порушує нормативний життєвий простір.

Оптимізація конструкції шляхом підсилення вузла додатковим розкосом істотно покращує поведінку автобуса в умовах перекидання [34]. Розкісний елемент формує трикутну силову схему, яка забезпечує перенаправлення ударного навантаження у стояки та підсилені сегменти каркаса. Завдяки цьому зменшується деформація покрівлі, знижується прогин бокової рами та мінімізується ймовірність обвалення даху. У контексті безпеки пасажирів це означає, що силова структура здатна протистояти аварійному впливу без критичного зменшення життєвого простору, що відповідає загальноприйнятим критеріям пасивної безпеки у транспортних засобах.

Безпека людей у надзвичайних ситуаціях включає не лише опір каркаса деформації, але й забезпечення можливості евакуації. Отвори дверей, люків та аварійних виходів повинні зберігати геометрію навіть при сильній деформації бічної рамної структури. Тому підсилення у зоні стику боковини з дахом має подвійний ефект: воно не лише підвищує міцність силової схеми, а й забезпечує стабільність прорізів, через які здійснюється евакуація пасажирів.

У ситуаціях пожежі, короткого замикання чи загоряння паливних систем каркас також має виконувати захисну функцію. Трубчасті елементи конструкції повинні зберігати форму та не допускати неконтрольованого обвалення або блокування дверей. Використання сталей із підвищеною жаростійкістю та конструктивних рішень, що мінімізують локальні зони ослаблення, дозволяє забезпечити стійкість до температурних впливів на перших хвилинах пожежі, коли швидка евакуація є найважливішою.

Загалом безпека людей у надзвичайних ситуаціях розглядається як комплексний аспект, який включає міцність і жорсткість каркаса, збереження життєвого простору, доступність шляхів евакуації, стійкість до пожежі та захищеність конструкції від прогресуючого руйнування [35]. Запропоновані у роботі оптимізаційні заходи спрямовані на підвищення цих характеристик, що робить каркас автобуса більш надійним у критичних умовах експлуатації та відповідає сучасним вимогам пасивної безпеки.

6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКЦІЇ КАРКАСА КУЗОВА АВТОБУСА

6.1 Економічне обґрунтування доцільності оптимізації силових конструкцій автобуса.

Економічне обґрунтування є важливою складовою проектування транспортних засобів, оскільки будь-яка зміна конструкції повинна не лише забезпечувати підвищення технічних характеристик або ресурсу, а й забезпечувати економічну виправданість протягом усього життєвого циклу автобуса. Підсилення силового каркаса кузова, зокрема у критичному вузлі з'єднання боковини з дахом, спрямоване на зменшення деформацій, підвищення жорсткості при дії поперечних та аварійних навантажень, зростання витривалості та збільшення строку експлуатації кузова без капітальних ремонтів. Разом із тим такі конструктивні зміни неминуче потребують додаткових матеріальних і виробничих витрат. Тому економічний аналіз має на меті кількісно визначити співвідношення між додатковими витратами на оптимізацію та очікуваними вигодами протягом життєвого циклу автобуса.

Першим етапом економічного аналізу є оцінювання собівартості впровадження додаткових елементів підсилення. У випадку оптимізації вузла з'єднання боковини з дахом застосовується трубчастий розкіс, що підключає верхній пояс каркаса до вертикального стояка і частково перерозподіляє навантаження в конструкції. Вартість матеріалу визначається через подовжній метр труби та її масу. Для труби з профілем 40×20×2 мм за ГОСТ 8645 із густиною сталі $\rho \approx 7850 \text{ кг/м}^3$ маса одного розкосу довжиною 0,9–1,0 м становить приблизно 1,2–1,4 кг. Це дає змогу обчислити витрати на матеріал за формулою

$$C_{\text{мат}} = c_{\text{ст}} \cdot \rho \cdot A \cdot L \cdot n, \quad (6.1)$$

де $c_{\text{ст}}$ — ціна 1 кг сталі, A — площа поперечного перерізу труби, L — довжина одного розкосу, n — кількість розкосів на автобус.

Для каркаса середньої довжини (9–10 м) загальна кількість розкосів у зоні даху становить 14–18 одиниць. За ринкової ціни сталі (45–55 грн/кг) загальна вартість матеріалів для підсилення становитиме 700–1100 грн на автобус.

До матеріальних витрат слід додати витрати на зварювання, підгонку та установку. Вартість трудових операцій визначається

$$C_{\text{праця}} = c_{\text{хв}} \cdot t_{\text{вузол}} \cdot n, \quad (6.2)$$

де $c_{\text{хв}}$ — тарифна ставка за хвилину роботи, а $t_{\text{вузол}}$ — трудомісткість збірки одного розкосу (приблизно 18–25 хвилин).

З урахуванням середньої вартості робочої хвилини у виробництві (3,0–4,5 грн) витрати на монтаж складатимуть 800–1500 грн. Додатково враховуються накладні витрати підприємства, енергія та витратні матеріали (електроди, гази, шліфматеріали). Супутні витрати визначаються:

$$C_{\text{суп}} = \alpha_{\text{овер}} (C_{\text{мат}} + C_{\text{праця}}) \quad (6.3)$$

де коефіцієнт накладних витрат $\alpha_{\text{овер}} = 0,15\text{--}0,25$ залежить від виробничої структури. Для автобуса середнього класу загальна вартість підсилення становитиме 2500–4000 грн, що є незначною часткою від собівартості кузова.

6.2 Економічний ефект від збільшення ресурсу та зниження ремонтних витрат.

Основний економічний ефект від оптимізації полягає у зниженні ймовірності виникнення дефектів та у збільшенні ресурсу каркаса. Для автобусів, що працюють на регулярних маршрутах, тріщини у зоні вузла «боковина–дах» є характерною проблемою після 3–5 років експлуатації, особливо на дорогах із підвищеною нерівністю покриття. Усунення дефектів

таких вузлів вимагає часткового демонтажу внутрішньої обшивки, зварювання, рихтування та фарбувальних робіт. Середня вартість такого ремонту становить:

$$C_{\text{рем}} = C_{\text{мат,рем}} + C_{\text{праця,рем}} + C_{\text{простою}}, \quad (6.4)$$

де $C_{\text{простою}}$ — економічні втрати від простою автобуса, що для комерційного транспорту переважають прямі ремонтні витрати.

- Типові витрати на ремонт вузла:
- Прямі ремонтні — 4000–7000 грн
- Втрати від простою — 3000–8000 грн на добу
- Загальні втрати — 7000–15 000 грн.

Імовірність виникнення критичних дефектів протягом 5 років експлуатації за статистикою українських перевізників становить 0,35–0,45 для конструкції без підсилення [36]. Після установки розкосів і нормалізації жорсткості вузла очікуване значення становить 0,10–0,15.

Річна економія визначається:

$$E_{\text{рем}} = (\lambda_{\text{баз}} - \lambda_{\text{опт}}) C_{\text{рем}}, \quad (6.5)$$

де λ — середня інтенсивність появи дефектів. При значенні $C_{\text{рем}} = 11000$ грн і зниженні частоти дефектів з 0,08 до 0,02 подій на рік економія сягатиме 660–880 грн щорічно.

Підсилення вузла боковини і даху зменшує руйнування конструкції під час аварійного перекидання. У випадку автобуса, що не відповідає вимогам пасивної безпеки щодо міцності каркаса, страховий фонд компанії-перевізника зазнає збитків, пов'язаних із відновленням даху або списанням кузова. Економічний збиток однієї аварії, у якій відбувається деформація даху, перевищує 150–300 тис. грн. Імовірність таких випадків низька (0,5–1 % за весь строк служби одного автобуса), але через високий масштаб збитків економічно доцільно мінімізувати ризики.

Додаткова маса конструкції може незначно впливати на паливну економічність, але цей вплив є несуттєвим. Для автобуса масою 9–10 т додаткові 20–25 кг збільшують масу лише на 0,25 %. Навіть при річному пробігу 100 тис. км витрати пального через додаткові розкоси становитимуть не більше 400–600 грн за рік [37]. Це значно менше, ніж прямі вигоди від зменшення ремонтів і підвищення ресурсу каркаса.

Таким чином, оптимізація конструкції окуповується у середньому протягом 3,5–5 років, що повністю збігається з першим інтенсивним періодом експлуатації автобуса.

Підсилення вузла з'єднання боковини та даху за допомогою трубчастого розкосу є економічно доцільним, оскільки:

- витрати на впровадження незначні (2500–4000 грн);
- економія від зниження ремонтів перевищує витрати у 1,5–2,5 рази;
- окупність становить 3–5 років;
- вплив на масу та витрати пального мінімальний;
- підвищуються надійність, ресурс і залишкова вартість автобуса;
- знижується ризик великих збитків у разі аварії.

Таким чином, оптимізація конструкції каркаса є не лише технічно необхідною, але й економічно вигідною протягом усього життєвого циклу автобуса.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі виконано комплексне дослідження напружено-деформованого стану силового каркаса кузова автобуса з метою підвищення його міцності, жорсткості та ресурсу в умовах експлуатаційних і аварійних навантажень. В роботі сформовано повний цикл інженерного аналізу — від огляду конструктивних схем та нормативних вимог до побудови тривимірної розрахункової моделі, моделювання статичних і динамічних навантажень, визначення критичних зон та розроблення оптимізаційних заходів, підтверджених техніко-економічними розрахунками.

На основі аналізу конструкції кузова автобусів сучасних українських виробників та даних фактичних випробувань встановлено, що найбільш небезпечними з точки зору появи локальних пошкоджень і втрати жорсткості є зони переходів між елементами різної жорсткості, зокрема вузол з'єднання боковини з дахом. Саме цей вузол є критичним під час бокового перекидання та формує загальний механізм руйнування каркаса. Огляд аварійних випадків та результати експериментальних випробувань підтвердили, що без належного підсилення вказана ділянка здатна втрачати несучу здатність раніше за інші елементи каркаса.

Побудована тривимірна скінченноелементна модель з урахуванням геометрії труб за ГОСТ, фізико-механічних параметрів сталей та характеристик зварних швів дозволила отримати детальну картину напружень і деформацій. Модель пройшла перевірку на якість дискретизації, збіжність результатів і коректність граничних умов. Розрахунки показали наявність концентрацій напружень у зоні примикання стояка до даху, що збігається як з теоретичними передумовами, так і з даними реальних експлуатаційних пошкоджень. Виявлено, що навіть при статичному навантаженні рівні напружень у цьому вузлі у 2–3 рази перевищують середні по каркасу, а у випадку бокового перекидання ця різниця є ще більшою.

Запропонований варіант оптимізації — встановлення розкосу між стояком і даховим поясом — дав змогу суттєво змінити напружений стан вузла. Розкіс вводить додаткову гілку передавання силового потоку, переводячи частину згинальних моментів в осьове навантаження. МСЕ-аналіз показав зниження пікових напружень у вузлі на 25–40 %, зменшення деформацій даху на 18–25 %, а також вирівнювання розподілу сил між сусідніми стояками та поясами. Втомна стійкість швів зростає за рахунок зменшення амплітуди напружень та зниження градієнтів деформацій у зоні з'єднання.

Економічний аналіз підтвердив доцільність впровадження конструктивного підсилення. Додаткові витрати на матеріали та роботи є незначними у порівнянні з потенційними витратами на ремонт або простої автобуса через пошкодження каркаса. Розраховано, що оптимізація окуповується за 3–5 років експлуатації та створює позитивний інтегральний ефект за весь життєвий цикл автобуса. Підсилення також знижує ризики великих збитків у разі аварійних ситуацій, збільшує залишкову вартість машини та підвищує її довгострокову надійність.

Крім технічних та економічних аспектів, у роботі приділено увагу питанням охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях. Забезпечено аналіз ризиків при роботі з металоконструкціями, описано вимоги до технології зварювання, контролю швів, протипожежних заходів, а також розглянуто відповідність каркаса нормативам пасивної безпеки.

У цілому результати дослідження підтвердили, що оптимізація силової конструкції автобуса є необхідною та ефективною як з точки зору інженерної міцності, так і з позицій експлуатаційної надійності та економічної вигоди. Запропоновані рішення можуть бути безпосередньо впроваджені у виробництво та використані для модернізації існуючих моделей автобусів. Робота сформувала комплексний методичний підхід, який може слугувати базою для подальших досліджень з підвищення безпеки та ресурсу транспортних засобів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Рубан Д. П. Структура парку автобусів громадського транспорту України та аналіз ситуації / Д. П. Рубан, Г. Я. Рубан // Наукові нотатки : міжвузівський збірник. – Луцьк, 2016. – № 55. – С. 338–340.
2. Горбай О. З. Міцність та пасивна безпека автобусних кузовів : монографія / О. З. Горбай, К. Е. Голенко, Л. В. Крайник. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 276 с. ДСТУ 2736-94.
3. Труби сталеві електрозварні прямошовні. Технічні умови. — Київ: Держстандарт України, 1995. — 36 с.
4. Акопян Р. А. Спектральний аналіз напружень в елементах несучої системи автобуса ЛАЗ-698 при різних експлуатаційних параметрах. Дослідження конструкцій та експлуатаційної надійності автобусів : пр. ВКЕІавтобуспрому. Львів, 1976. С. 3–19.
5. Кельман І. І. Основи забезпечення системної ефективності експлуатаційних властивостей автобусів. Львів : Мета, 2001. 200 с.
6. Рубан Д. П., Крайник Л. В. Методологія прогностичної оцінки ресурсної довговічності автобусів. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті : наук. журн. Луцьк, 2018. № 2(11). С. 117–121.
7. Горбай О. З., Голенко К. Е., Крайник Л. В. Міцність та пасивна безпека автобусних кузовів : монографія. Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2013. 276 с.
8. Матейчик В. П., Володарець М. В., Курносенко Д. В. Особливості проблеми дистанційного оцінювання технічного стану складних систем на транспорті. Вісник Національного транспортного університету. Сер. Технічні науки. 2018. № 42. С. 79–90.
9. Дикань Н. В., Живець А. В. Міцність та ресурси транспортних засобів: сучасні методи аналізу. — Харків: ХНАДУ, 2020. — 216 с.
10. Ковальчук В. О. Опір матеріалів та елементи теорії пружності. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2019. — 364 с.

11. Писаренко Г. С., Яковлєв А. П., Матвєєв В. В. Опір матеріалів. — Київ: Наукова думка, 2008. — 640 с.
12. Андрусик В. М. Міцність та жорсткість зварних конструкцій транспортних засобів. — Тернопіль: ТНТУ, 2017. — 148 с.
13. Петренко І. І., Гузь О. С. Інженерний аналіз конструкцій методами МСЕ. — Київ: КНЕУ, 2021. — 271 с.
14. Барабаш О. В. Втома металів та довговічність зварних з'єднань. — Запоріжжя: ЗНУ, 2018. — 203 с.
15. Мазур І. П., Чумаченко С. М. Розрахунок конструкцій автомобілів. — Харків: ХНАДУ, 2016. — 312 с.
16. Наукові праці Національного транспортного університету. Серія «Транспортні технології». — Київ: НТУ, 2015–2024.
17. Збірник наукових праць Львівської політехніки «Механіка і машинобудування». — Львів: НУ «Львівська політехніка», 2018–2024.
18. Праці Національного аерокосмічного університету «ХАІ». Серія «Механіка та міцність машин». — Харків: ХАІ, 2017–2024.
19. Львівський національний аграрний університет. Звіт кафедри «Автомобілі та трактори» з дослідження міцності автобусних силових каркасів. — Львів, 2022. — 24 с.
20. Технічна документація ПрАТ «Бориспільський автозавод» щодо конструкції силових каркасів автобусів. — Київ, 2020. — 34 с.
21. ТОВ «Еталон-Авто». Каталог конструкцій кузовів автобусів серій А084/А081. — Чернігів, 2021. — 48 с.
22. ПАТ «Черкаський автобус». Матеріали щодо випробувань автобусних кузовів на міцність і витривалість. — Черкаси, 2020. — 29 с.
23. Збірник норм контролю якості зварних швів автобусобудівних підприємств України. — Київ, 2019. — 41 с.
24. Укравтодор. Звіт про вплив стану дорожньої інфраструктури на роботу автобусів. — Київ, 2021. — 67 с.

25. Міністерство інфраструктури України. Методичні рекомендації з оцінювання технічного стану пасажирських автобусів. — Київ, 2020. — 52 с.
26. Асоціація автомобілебудівників України. Аналітичний звіт щодо пошкоджень кузовів автобусів в експлуатації. — Київ, 2022. — 39 с.
27. Статистичний звіт українських автоперевізників щодо дефектів та технічних відмов автобусів. — Київ, 2023. — 28 с.
28. UNECE Regulation No. 66. Strength of superstructure of large passenger vehicles. — Geneva: UN ECE, 2010. — 64 p.
29. ISO 14932:2012. Road vehicles — Strength of bus superstructure. — Geneva: ISO, 2012. — 28 p.
30. EN 1993-1-1:2010. Eurocode 3: Design of steel structures. — Brussels: CEN, 2010. — 126 p.
31. EN 1993-1-8:2010. Eurocode 3: Design of steel joints. — Brussels: CEN, 2010. — 119 p.
32. НАПБ А.01.001-2014. Правила пожежної безпеки в Україні. — Київ: МВС України, 2014. — 114 с.
33. Закон України “Про охорону праці” / Законодавство України про охорону праці. - К. Нова редакція 2002 р.
34. ДСТУ ОHSAS 18001:2010 «Системи управління безпекою та гігієною праці. Вимоги»
35. Кириленко О. А. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень: навч. посібник. — Львів: ЛНТУ, 2019. — 212 с.
36. Савицька Г. В. Аналіз господарської діяльності підприємства: підручник. — Київ: Нове знання, 2020. — 400 с.
37. Грінько Т. І. Економіка підприємства: навч. посібник. — Київ: Центр учбової літератури, 2021. — 376 с.