

СУПЕРЕЛЕМЕНТНА МОДЕЛЬ КАРКАСА КУЗОВА ТУРИСТИЧНОГО АВТОБУСА

© Горбай О. З., 2016

Розраховуючи каркас кузова автобуса на рівномірність, використати суперелементне 3D-моделювання, що дає змогу створити модель повної конструкції туристичного кузова автобуса з можливістю розбиття його на сукупність підконструкцій на рівнях. Рівновага складових цього типу кузова досягається побудовою ієрархії підструктур. Під час дискредитації моделі використано поділ каркаса кузова вертикально поперечними площинами на окремі просторові об'єми призматичного типу. Розрахунок каркаса кузова на міцність проведено за умови забезпечення європейських вимог пасивної безпеки. Досліджувана модель характеризується значеннями переміщень у структурі каркаса мототіла у межах 6–7,5 мм. Відносно переміщення точок кріплення силового приводу на двох опорах під двигуном та двох – під трансмісією не перевищує 5 мм, що знаходиться у допустимих межах для нормальної спільної роботи двигуна й трансмісії.

Ключові слова: міцність, кузови автобусів, пасивна безпека, Правила ЄЕК ООН, МСЕ

Calculation of the index of the strength of the body shell regarding the conditions of passive safety made on final superelement of FE 3D modeling. It is made possible to create a complete model a bus frame structure with the partitioning the set of substructures in the levels. This method of partitioning a bus body structure to superelements is a method of a series-parallel procedures designed to handle equilibrium of the object. The balance of the components of the body was achieved by hierarchy of sub-structures. The basic finite element of substructure is located on the first level, whereas the full model object is a substructure of the highest level. Superelement in FE model makes it possible to consider them at every level as substructures in contact to only at the boundary nodes. Separation of the body of the frame is performed by vertical transverse plane into separate spatial volum's of prismatic type. The calculation of body frame strength provided according European standards of passive safety. The researched model got the displacement of structure of motor compartment frame within 6–7,5 mm.. Displacement of fixing supports of engine and transmission is less than 5 mm, which is within acceptable limits for common engine and transmission work.

Key words: strength, bus frame, passive safety, requirements UN/ECE, FE

Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень. Сучасне автобусобудування розвивається у напрямку скорочення собівартості кінцевого продукту завдяки економії на усіх можливих етапах розроблення та виробництва нових моделей автобусів. Поставлене завдання тотальної економії для конструкторів-проектувальників означає досягнення максимальної рівномірності за мінімальної матеріаломісткості каркасів кузовів.

Проблематичність застосування коректних методів математичного моделювання напружено-деформованого стану каркаса кузова для великогабаритних автобусів є очевидною і полягає насамперед у правильному виборі типу моделі, граничних умов і прикладення зосереджених навантажень для різних станів і дорожніх умов. На основі проведеного аналізу літературних джерел

та нормативних документів різних країн щодо пасивної безпеки виявлено доволі велику розбіжність у допустимих величинах критеріїв травмування, що однозначно повинно бути враховане під час дослідження міцності кузова згідно з Правилами ЄЕК ООН R 36 [1], R 52 [2], R 107 [3] за умови збереження життєвого простору згідно з технічними приписами пасивної безпеки Правил ЄЕК ООН R 66 [4], R 80 [5], R 110 [6].

Економічно доцільним є формування послідовних етапів проектування салону автобуса з використанням сучасних програмних продуктів з перевіркою міцності каркаса кузова згідно з вищевказаними міжнародними нормами. Цю проблематику частково розглянуто у [7–10].

Виклад основного матеріалу. Поява сучасних розрахункових комплексів, більшість з яких побудовані з використанням МКЕ, дала змогу перейти на якісно новий рівень дослідження оцінки міцності кузова автобуса. У сучасних тривимірних розрахункових моделях тепер можливо певною мірою врахувати особливості нерівномірності розміщення пасажирів і багажу у поперечній і поздовжній площинах, неоднотипність конструкції по бортах, дискретність окремих елементів каркаса, наявність специфіки формування надколісних ніш, дверних проїомів, кріплення підресорених мас до невідресорених, перегородок, накопичувальних майданчиків, надбудов тощо. Теоретична простота цих методів дає змогу отримувати алгоритми, які є доволі ефективними і можуть реалізовуватися на сучасних обчислювальних комплексах. Однак використання скінченних елементів навіть простих геометричних форм з лінійною апроксимацією можливих переміщень у зонах пружності, текучості і залишкових деформацій матеріалу під час розрахунку міцності просторової конструкції приводить до необхідності розв'язання алгебраїчних рівнянь високого порядку.

Коли метою формулювання крайових умов статичного аналізу є мінімальна матеріаломісткість каркаса кузова, тоді знаходження напружень задається у межах мінімального додаткового запасу міцності за заданих режимів експлуатації. При цьому підбір коефіцієнта динамічності можна визначати на основі кореляційних розподілів у математичній моделі автобуса за допомогою програмних пакетів. Частина з них дає змогу відтворити максимально наближену до реальних умов експлуатації поведінку каркаса кузова автобуса залежно від специфіки конструкції підвіски, умов дорожньої поверхні та інших чинників. Результатом комп'ютерної імітації буде сітка дискретних значень коефіцієнта K_d залежно від рівня завантаженості та швидкості руху. Для статичного розрахунку на міцність автобуса в МСЕ необхідно навести маси усіх вузлів, систем та агрегатів у вигляді зосереджених навантажень, прикладених у певних вузлах розрахункової схеми. При цьому їхні фактичні значення масово-центрових характеристик повинні відповідати технічним умовам ТЗ та окремим його складовим.

У першому наближенні допускається рівномірно розподілити корисне навантаження по довжині внутрішнього габариту салону. У такому разі розрахункове розподілене навантаження набуде вигляду:

$$q = \frac{G_{CT} + G_{СИД} + G_B + G_C}{l_C}, \quad (1)$$

де q – розподілене навантаження, Н/м; G_{CT} – вага пасажирів, які стоять, залежно від режиму розрахунків, – номінальна або максимально допустима, враховуючи норму площі в $0,125 \text{ м}^2$ на одного пасажирів, Н; $G_{СИД}$ – вага пасажирів, що сидять, кількість яких відповідає максимальній за ТУ, Н; G_B – вага багажу, якщо такий передбачений, Н; G_C – вага пасажирського сидіння, Н; l_C – ефективна довжина внутрішнього габариту салону.

Згідно з Правилами №107 ЄЕК ООН [3], споряджений автобус може бути навантажений так:

- маса одного водія – 75 кг;
- маса N-членів екіпажу для міських та приміських автобусів, якщо в них передбачені відповідні місця, – $75 \cdot N$ кг;
- маса P-сидячих пасажирів та SP-стоячих пасажирів – $68 \cdot P + 68 \cdot SP$ кг;
- маса WP-місць під інвалідну коляску та користувача – $250 \cdot WP$ кг.

Загалом розрахункова модель – це просторова конструкція каркаса кузова, що спирається залежно від кількості точок кріплення фланців підвіски до кузова на 28–32 опори та складається з 10–12 сортаментів стрижнів загальною кількістю до 2000, сполучених відповідною кількістю вузлів. Площа салону розбивається на пластини завтовшки 2–3 мм. Сумарна кількість точок прикладення навантажень залежить від точності імітації, ступеня деталізації розрахункової моделі по її складових (вузлах, агрегатах тощо).

Достатньої точності можна досягти під час прикладення до каркаса кузова порядку 700–900 навантажень, які разом формують повну масу автобуса з врахуванням розглянутого вище коефіцієнта динамічності. При цьому розташування координат положення центра мас змодельованого каркаса кузова має відповідати реальному зразку досліджуваного транспортного засобу у межах $\pm 5\%$ по головних координатах (X, Y, Z).

Важливим є те, що частину активних навантажень, що виникають під дією власної ваги вузлів агрегатів та систем автобуса, поглинають пружні елементи підвіски. Отже, в умовах виключно статичної оцінки напружено-деформованого стану каркаса кузова автобуса доцільно переносити прикладення в'язей з маточин коліс до точок кріплення фланців пневмобалонів підвіски з відповідними зварними фермами кузова автобуса. Це рішення дасть змогу отримати результати аналізу міцності каркаса кузова без впливу підвіски, що особливо важливо для машин з тривалим терміном експлуатації. Для останніх характерним є істотний з часом спад ефективності роботи пружних елементів-пневмобалонів, ресор, амортизаторів тощо, ресурс яких добігає кінця та унеможливає ефективне поглинання навантажень, що виникають. В результаті такого явища кузов автобуса демонструє вищі значення напружень та деформацій, а тому він заздалегідь повинен передбачати необхідний запас міцності.

Як і у випадку з аналізом міцності за згину, встановлення комплексної оцінки напружено-деформованого стану в умовах випробувань на кручення неможливе без дослідження переміщень каркаса кузова, адже цей режим розрахунку можна вважати “деформаційним”. Саме за рахунок аналізу переміщень у контрольних точках вдається виконати перевірку узгодженості роботи відповідальних вузлів та агрегатів, визначити піддатливість боковин та їх здатність забезпечити нормальну експлуатацію вікон.

Що стосується прикладного застосування звичайного методу МСЕ до розрахунку доволі складних конструкцій, до яких, безумовно, належить каркас кузова автобуса, то це пов'язано не тільки з трудомісткістю дискредитації таких на тисячі кінцевих елементах, але і з обмеженими можливостями обчислювальної техніки, яка повинна проводити за будь-яких, навіть незначних змін конструкції, її розрахунок повторно у цілому об'ємі. У зв'язку з необхідністю виконання такого завдання з'явилися похідні варіанти МСЕ, основна мета яких полягає у зменшенні кількості основних невідомих для дискредитованої моделі конструкції. До таких похідних методів потрібно зарахувати: метод суперелементів (МСУЕ), метод редуційних елементів (МРЕ), метод кінцевих смуг (МКС), метод скінченно-елементних комбінацій (МСЕК), метод просторових скінченних елементів (МПСЕ) і метод модуль-елементів (ММЕ).

МСУЕ є методом подрібнення конструкції, в основу якого покладено створення паралельно-послідовної процедури розгляду рівноваги об'єкта дослідження. Рівновага складових досягається побудовою ієрархії підструктур. На верхньому рівні відбувається укрупнення конструкції на кілька більших частин – суперелементів, що істотно зменшує складність і трудомісткість розрахунків за рахунок зменшення кількості ступенів вільності конструкції. Досягається це під час розрахунку складних конструкцій з великою кількістю скінченних елементів розбиттям на складові, в яких характер зміни переміщень по лініях границь підконструкції є простим. Тоді для забезпечення умов сумісності достатньо максимально зменшити кількість вузлових переміщень виключенням проміжних вузлів, розміщених на лініях границь підконструкцій.

Розглянемо етапи алгоритмізації по МСУЕ: а) побудова розрахункової моделі; б) визначення матриць жорсткості підструктур; в) граничні умови у системі рівнянь; г) визначення переміщень і напружень.

Грунтуючись на положенні, що сукупність кінематичних зв'язків повинна виключати просторове зміщення моделі як деформованого цілого, кінематичні граничні умови реалізуються у вигляді зв'язків, що обмежують переміщення моделі у просторі за рахунок обмеження переміщення

граничних вузлових точок. Значення функції переміщень в усіх вузлових точках знаходять у результаті розв'язання алгебраїчної системи рівнянь рівноваги моделі повної конструкції, в якій матрицею коефіцієнтів і вектором правих частин є матриця жорсткості і вектор вузлових зусиль підструктури найвищого рівня. Зовнішні навантаження конструкції задають силовими граничними умовами. Зовнішні навантаження приводять до еквівалентних вузлових навантажень, які в моделі алгебраїчно виражаються векторами вузлових зусиль. Саме до них прикладаються як сконцентровані, так і розподілені навантаження, за умови, що ця точка, до якої застосовані граничні умови, не була виключена на попередньому рівні.

Результатом рішень системи рівноваги є переміщення у вузлових точках підструктури на верхньому рівні. Опустившись на попередній рівень, визначають переміщення в усіх внутрішніх вузлових точках, які були виключені під час переходу на вищий рівень. Вузлові переміщення будь-якої підструктури, будучи складовими вузлами суперелементів, є граничними вузовими переміщеннями для підструктур попереднього рівня. Визначивши їх і за необхідності скорегувавши зовнішнє навантаження, можна розраховувати кожен з підструктур окремо і паралельно визначати значення переміщень у внутрішніх вузлових точках. Послідовне проходження ієрархії з верхнього рівня, який відображає повну модель, до підструктур, складовими яких є лише типові скінченні елементи, уявляється як зворотний процес отримання значень переміщень в усіх вузлових точках. Ці переходи з найвищого рівня до рівня підструктур, утворених з типових скінченних елементів, подано нижньою частиною на рис. 1. Перевантаженість елементів підструктур корегують за загальною картиною напружено-деформованого стану і на основі теорії пружності за апроксимованими функціями переміщень у підобластях базових скінченних елементів визначають складові напружено-деформованого стану у будь-якій точці.

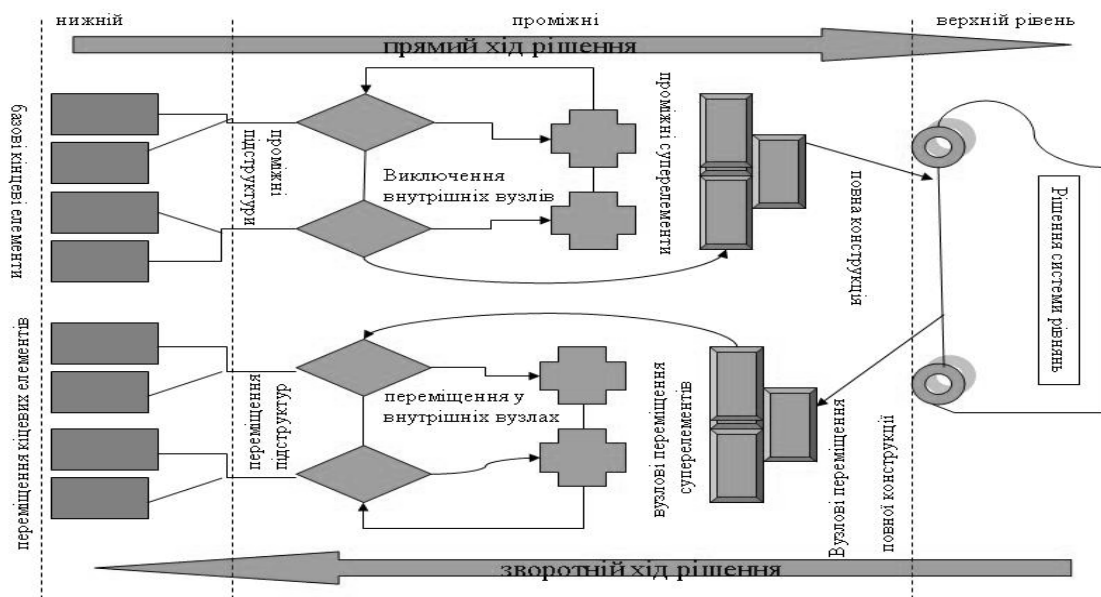


Рис. 1. Структура побудови повної моделі каркаса кузова автобуса методом MSCFE [7]

До вирішення багатьох питань, пов'язаних з переміщеннями і напруженнями граничних і вузлових точок каркаса кузова автобуса у деяких розрахунках, доцільно долучити MSCFE. Цей метод, належачи до родини МСЕ, має багато специфічних особливостей, серед яких необхідно виділити такі:

- суперелементи створюються поділом повної конструкції у кілька етапів, причому підструктури, що стикаються на рівні, вищому за базовий, можуть мати складну форму;
- апроксимація отримуваної функції по межах суперелемента може мати складний характер і не задаватися, а визначатись у процесі вирішення;
- будь-яка зміна параметрів локальної точки не викликає необхідності зміни усього завдання, корегуванню в цьому випадку підлягає лише окрема підконструкція, що дуже зручно під

час розрахунку каркаса у місцях конструкції, де значення напружень досягали меж пружно-пластичної області;

- виділити зони пластичних деформацій в окремі підструктури обмежених розмірів, в яких провести конструктивні зміни, зберігши результати розрахунків суміжних підструктур незмінними;
- складовими елементами одного суперелемента можуть стати вузли з різним набором елементів, в яких є різні узагальнені переміщення;
- системи рівнянь верхнього рівня характеризуються меншим порядком і більшою наповненістю матриці ненульовими коефіцієнтами;
- неможливо повністю відмежувати накладення і перетворення силових і кінематичних граничних умов від формування і перетворення матриць жорсткості і вантажних векторів за великої кількості рівнів;
- за побудови громіздкої ієрархії підконструкцій утворюється багатоступенева нумерація, ускладнюється топологічний зв'язок між елементами;
- багаторівневість розшарування конструкції вимагає постійної зміни граничних умов, що ускладнює встановлення характеру взаємодії масивів даних під час проведення розрахунків і введення алгоритмів, які є відсутніми у МСЕ.

Застосування до розрахункової моделі каркаса кузова крайових умов з конкретною у кожному випадку системою в'язей та навантажень виконується тільки після її створення у 3D-середовищі [7–10] (рис. 2.).

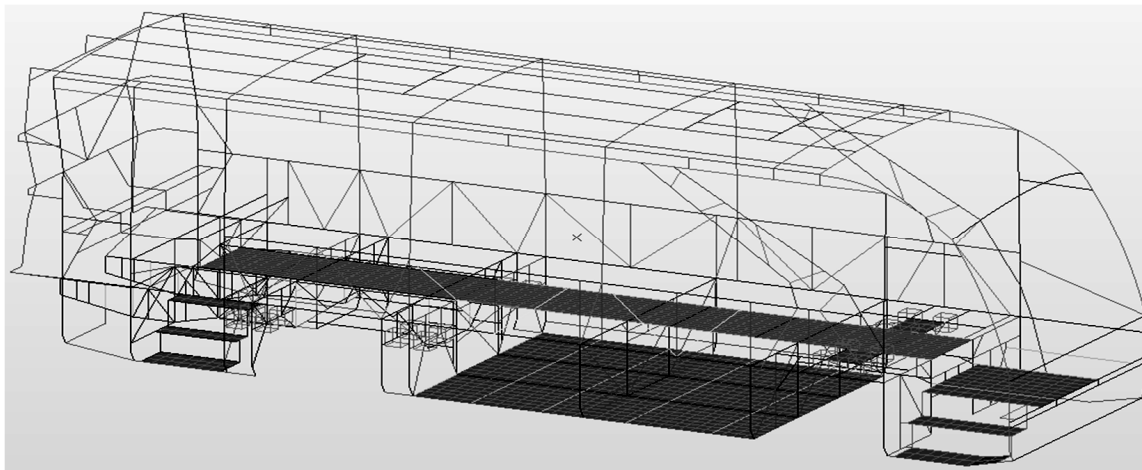


Рис. 2. 3D-модель каркаса кузова, підготовлена до прикладення крайових умов

Перейдемо до розгляду поведінки ідеалізованої конструкції, що складається із сукупності скінчених елементів, закріплених між собою у вузлових точках. Наявність матриць жорсткості для окремих елементів дає змогу замінити початкову конструкцію з безкінечною кількістю ступенів свободи дискретною моделлю з кінцевою кількістю ступенів свободи. Наступним завданням є визначення для цієї дискретної моделі матриці жорсткості. Ця матриця може виражатися через матриці жорсткості окремих елементів конструкції, яка встановлює зв'язок між вузловими переміщеннями дискретної моделі та зовнішнім навантаженням вихідної конструкції. За заданими значеннями зовнішнього навантаження, маючи вираз для загальної матриці, можемо знайти вузлові переміщення і визначити його напружений стан:

$$[S] = [E][q]. \quad (2)$$

Напружений стан цієї конструкції складається з напружених станів у кожній з її складових. Напружений стан $[S]_i$ всередині кожного i -го елемента врівноважується його вузловими зусиллями $[R]_i$. Вузлові зусилля $[R]_i$ пов'язані за допомогою матриці жорсткості елемента $[K]_i$ з відповідними вузловими переміщеннями $[q]_i$:

$$[R]_i = [K]_i [q]_i. \quad (3)$$

Виписані для кожного із скінченних елементів конструкції рівняння (3) об'єднаємо в одне матричне рівняння такого вигляду:

$$[R] = [K]_3 [q], \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} [R] &= [R]_1 [R]_2 \mathbf{K}[R]_m \\ [K] &= [K]_1 [K]_2 \mathbf{K}[K]_m \\ [q] &= [q]_1 [q]_2 \mathbf{K}[q]_m \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

де

Аналіз напружено-деформованого стану каркаса кузова роглянуто для просторової конструкції і виявлено зони з максимальними значеннями напружень. Це дало змогу провести детальний аналіз напружень силових елементів у забудові каркаса (рис. 3). Локальний аналіз особливо важливий з погляду відстеження наявних деформацій у лонжеронах кріплення силового приводу автобуса, критична величина яких не повинна перевищувати 3–5 мм за умов необхідності забезпечення нормальної сумісної роботи двигуна і трансмісії.

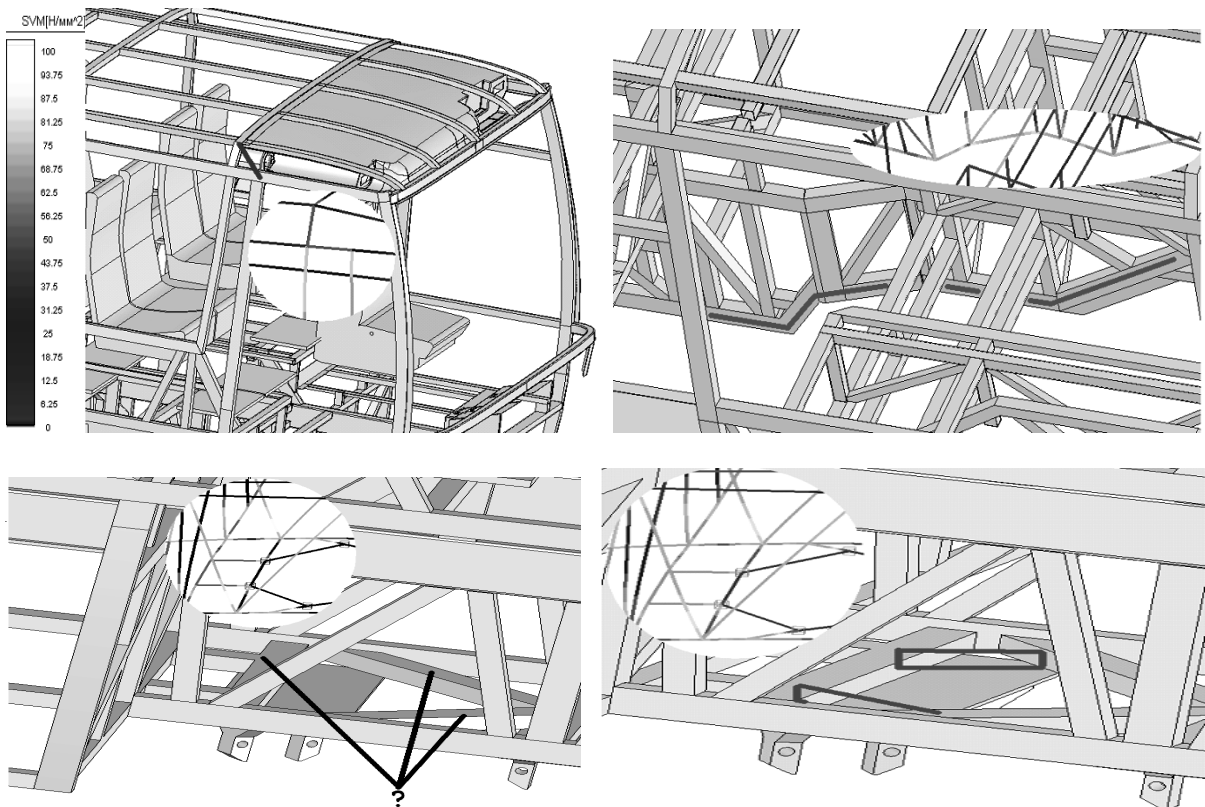


Рис. 3. Локальна оптимізація міцності каркаса переднього звису з встановленням у кріплення передньої підвіски діагональних розкосів з профілю 60×40×3 та кутових розкосів для замикання силового контуру

У досліджувану модель закладено:

- матеріал виготовлення – сталі 10–20;
- жорсткість з'єднань і зварених між собою профілів;
- з'єднання точковим зварюванням профілів із певної товщини листами обшивки;
- сортамент профілів для beam-моделі.

З метою реалістичного відтворення поведінки каркаса кузова в умовах натурних випробувань у розрахункову модель підвіски автобуса введено гнучкі ланки у вигляді стрижнів з еквівалентною жорсткістю на стиск порядку 200 кН/м. Величину жорсткості підібрано згідно з рекомендаціями ТУ щодо елементів підвіски. Надвисокі напруження зафіксовані в області кріплення передньої підвіски, що перевищують загальний рівень напружень по кузову в 1,8 раза. Виконати поставлене завдання скорочення напружень рекомендується встановленням діагональних розкосів (60×40×3)

більшим ребром у вертикальній площині для збільшення моменту осевого опору від дії сили ваги p відповідним коефіцієнтом динамічності. Для кращої передачі навантажень по зварному контуру каркаса кріплення передньої підвіски додатково необхідно підсилити введенням у цю область кутових розкосів так, як це показано на рис. 3.

Висновки. На основі проведеного МСЕ-аналізу виявлено, що максимальні напруження каркаса кузова зафіксовані у лонжеронах кріплення передньої підвіски та становлять понад 220 МПа. Враховуючи, що межа текучості застосованого матеріалу виготовлення сталі 10 становить 205 МПа, щоб досягти необхідного запасу міцності не потрібно великих зусиль з погляду оптимізації. Концептуально вища міцність кузовів міжміських автобусів порівняно з машинами типу Low-floor та Low-entry й пояснюється конструктивними особливостями несівної частини в основі каркаса кузова: просторова ферма багажних відсіків разом зі сходишками розташовані вище від потужних лонжеронів підлоги салону автобуса. Про факт вищого запасу міцності свідчить й рівномірніший розподіл напружень по довжині каркаса кузова, що вказує на загальну рівномірність конструкції. Спільним в характері поведінки каркасів кузовів як міських, так і міжміських автобусів, є наявність найбільших значень переміщень у задньому звісі у структурі каркаса мотовідсіка. Досліджувана модель характеризується значеннями переміщень у цій області у межах 6–7,5 мм, а відносне переміщення точок кріплення силового приводу на двох опорах під двигуном та двох – під трансмісією не перевищує 5 мм, що знаходиться у допустимих межах для нормальної спільної роботи двигуна й трансмісії.

1. ДСТУ UN/ECE R 36-03:2005. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських колісних транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції. – Введ. 2007–01–08. – К. : Держспоживстандарт. – 53 с. 2. ДСТУ UN/ECE R 52-01:2005. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження маломісних колісних транспортних засобів категорій M2 та M3 стосовно їхньої загальної конструкції. – Введ. 2007–01–07. – К. : Держспоживстандарт. – 50 с. 3. ДСТУ UN/ECE R 107-01:2008. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження транспортних засобів категорій M2 та M3 стосовно їхньої загальної конструкції (Правила ЕЭК ООН № 107-01:2004, IDT). – Введ. 2009–01–07. – К. : Держспоживстандарт. – 21 с. 4. ДСТУ UN/ECE R 66-00:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів стосовно міцності верхньої частини їхньої конструкції. – Введ. 2003–01–01. – К. : Держспоживстандарт. – 32 с. 5. ДСТУ UN/ECE R 80-00:2002/Зміна № 1:2009. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження сидінь великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів і офіційного затвердження цих дорожніх транспортних засобів стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень ((UN/ECE R 80-00:1989/Corr.1:20007), IDT). – Введ. 2003–01–01. – К. : Держспоживстандарт. – 44 с. 6. ДСТУ UN/ECE R 110-00:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження: I. Елементів спеціального обладнання дорожніх транспортних засобів, двигуни яких працюють на стисненому природному газі (СПГ); II. Дорожніх транспортних засобів стосовно установаження елементів спеціального обладнання, офіційно затвердженого типу для використання в їхніх двигунах стисненого природного газу (СПГ) (Правила ЕЭК ООН № 10-00:2001, IDT). – Введ. 2002–24–07. – К. : Держспоживстандарт. – 232 с. 7. Горбай О. З. Застосування методу суперелементів під час розрахунків на міцність кузовів автобусів / О. З. Горбай // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: Вісник Нац. ун-ту “Львів. політехніка”. – Л. : Вид-во Львівської політехніки, 2012. – Вип. 730. – С. 31–40. 8. Горбай О. З. Поетапність представлення каркаса кузова автобуса в МКЕ / О. З. Горбай // Systemy i Srodki transportu samochodowego. Seria: Transport / – Rzeszow : Druk. Pol. Rz., 2012. Mon. Nr 3. – P. 53–80. 9. Горбай О. З. Формування розрахункової моделі автобуса з напівнесівним і несівним типом кузова / О. З. Горбай, К. Е. Голенко, О. В. Дубянський // Наукові нотатки : зб. наук. пр. – Луцьк : ЛуцькНТУ, 2012. – Вип. 37. – С. 58–63. 10. Горбай О. З. Міцність та пасивна безпека автобусних кузовів: моногр. / О. З. Горбай, К. Е. Голенко, Л. В. Крайник; Нац. ун-т “Львів. політехніка”. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2013. – 276 с.