

<https://doi.org/10.31891/2307-5732-2023-317-1-263-270>

УДК 629.113:629.3.01

ГОЛЕНКО Костянтин

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0002-6140-4573>e-mail: kgolenko@gmail.com

МАКОВКІН Олег

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0003-4487-7448>e-mail: makovkin@ukr.net

ПОСОНСЬКИЙ Сергій

Хмельницький національний університет

<https://orcid.org/0000-0002-4697-7699>e-mail: p.s.f@ukr.net

ФОРМУВАННЯ КРАЙОВИХ УМОВ АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КУЗОВІВ МІСЬКИХ АВТОБУСІВ

В роботі запропоновано методику формування крайових умов для аналізу каркасу кузова низькопідлогових автобусів типу Low-floor та Low-entry в умовах статичного навантаження з відповідними заходами оптимізації ферми щодо міцності та рівномірності в умовах розрахункових режимів згину та кручення.

Ключові слова: автобус, каркас кузова, міцність, рівномірність, жорсткість на кручення, напруження по Мізесу, деформації, переміщення, згин, кручення, напружено-деформований стан

HOLENKO Kostyantyn, MAKOVKIN Oleg, POSONSKYI Sergiy
Khmelnitskyi National University

BOUNDARY CONDITIONS FORMATION OF THE STRESS-STRAIN STATE ANALYSIS OF CITY BUS BODIES

The presented research proposes a method of forming boundary conditions for the analysis of the Low-floor and Low-entry types of bus body frames under the static load conditions with appropriate measures to optimize the strength during bending and torsion modes of load. The assessment of the stress-strain state of the body frame is performed using the FEM, which is rightfully considered the most effective in the conditions of simulating the real-life behaviour of the metal structures under various load regimes. It is obvious that the main driving force behind the deep integration of FEM into the work process of developing the new bus models are the financial and time constraints of design and production. Besides the existing acute shortage of real tests of completed vehicles using strain gauges is the significant reason of various FEM-based methodologies for passive safety assessment and safety margin determination. From a mathematical point of view, the frame of the bus is a solid body, which in modelling can most strictly be described as a set of geometrically similar elements connected to each other in such a way that they form a structure as close as possible in shape to a real body. Stress-strain state of the bus body frame could be investigated for the different loading modes, but the most popular ones are the bending and torsion regimes, which are typical while the new bus model is designed and obtained. Furthermore, it's definitely possible to judge, that the guarantee of sufficient safety under the terms of the UN-ECE Regulation (R66, R94, etc) is the height rigidity of the bus body frame during the bending and torsion tests. On the other hand, it is important to understand that the body frame must be equally strong and minimal in terms of material consumption, that's why our goal is to investigate efficient boundary conditions formation which will provide as close to the natural tests' behaviour as possible.

Keywords: bus, body frame, strength, uniform strength, torsional stiffness, von Mises yield criterion, strain, deformations, displacement, bending, torsion, stress-strain state, safety factor.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями

Тенденція розвитку вітчизняного автобусобудування продиктована відповідністю вже діючим в країнах ЄС нормативним вимогам забезпечення перевезення у міському транспорті пасажирів з обмеженими фізичними можливостями. Згідно з Правил №107 ЄЕК ООН, рівень підлоги сучасних міських та приміських автобусів має відповідати висоті тротуару та знаходитись в межах 340-360 мм, забезпечуючи прохід в салон без сходинок принаймні в передній та міжосьовій частині кузова. Пневматична підвіска автобуса може бути доповнена системою підйому та опускання кузова (kneeling), яка сприяє зручності входу в салон та виходу на тротуар. При цьому, тип кузова із рівномірно низьким рівнем підлоги по всій його довжині, наявністю дверних проходів без сходинок, має назву Low-floor та застосовується переважно в класі таксі із загальною довжиною 12 м. Створення автобусів Low-floor класу таксі є економічно вигідним при великих обсягах виробництва і в основному орієнтовано на фінансово забезпечені муніципальні автопарки, проте в сучасних умовах України основна частка пасажироперевезень забезпечена приватними перевізниками, серед котрих все більшої популярності набуває середній клас автобусів так званого типу Low-entry, де більше 60% довжини салону рівень підлоги складає 340-360 мм (вхід без сходинок), а зона ведучого моста непортального типу та задній звис характеризуються переходом на 1-2 сходинки з підйомом підлоги на 250-400 мм та формуванням відповідної несівної ферми. Будучи відносно новими для вітчизняного автобусобудування автобуси Low-entry вимагають проведення аналізу напружено-деформованого стану їх каркасів кузовів з формуванням адекватних крайових умов, що і є тематикою даної роботи і визначає її актуальність.

Аналіз досліджень та публікацій

Серед історично важливих видань, що заклали фундамент сучасних методів аналізу напружено-деформованого стану каркасів кузовів автобусів, слід виділити роботу [1]. Незважаючи на тривалий процес розвитку наукових вчень щодо отримання достатніх показників крутильної жорсткості, значень деформацій зон мотовідсіку або віконних проїм, загальної рівномірності конструкції та інших оціночних показників ефективності кузова, постановка крайових умов залишилась незмінною, а тому подібні публікації не втрачають своєї актуальності й досі. Так, польськими вченими наводяться прикладні дані щодо згинання автомобільних рам зі змінною шириною, а також запропоновані цінні відомості стосовно формування структур та їх складових [2]. До сучасних літературних джерел, присвячених міцності каркасів кузовів можна віднести публікації науковців з Азії: аналіз міцності, жорсткості та режимів рами кузова автобуса [3]; модальний аналіз рами кузова автобуса на основі Hyperworks [4]; аналіз кінцевих елементів і дослідження випробувань міського автобуса XQ6125 [5]. У публікаціях [6-10] авторами представлено широку гаму моделей автобусів різних типів та класів, а також подано розрахунки монококів, просторових ферм та рам в різних програмних середовищах. Без виключень усі дані публікації базуються на застосуванні методу кінцевих елементів. У публікаціях [11-12] автори досліджують міські автобуси з ДВЗ та електротягою, що мають суттєві відмінності у компоновці.

Формулювання цілей статті

Метою роботи є: формування крайових умов для аналізу каркасу кузова низькопідлогових автобусів типу Low-floor та Low-entry в умовах статичного навантаження з відповідними заходами оптимізації ферми щодо міцності та рівномірності в умовах режимів згину та кручення.

Постановка задачі та аналіз проведених досліджень

Перш ніж перейти до дослідження крайових умов статичного розрахунку кузовів низькопідлогових автобусів, доцільно ознайомитися з теорією методу кінцевих елементів стрижневих та твердотілих моделей. В основу реалізації методу кінцевих елементів для розрахунку напружено-деформованого стану каркасу кузова покладено метод переміщень: всередині кінцевого елемента переміщення в довільній точці описується набором певних функцій, зазвичай поліноми від координат точки. Підстановка в ці функції координат вузлових точок кінцевого елемента дозволяє записати переміщення $u(x)$ довільної точки елемента через невідомі переміщення його вузлових точок:

$$\bar{u}(x) = \sum_{i=1}^n N_i(x) \bar{u}_i \text{ або } \bar{u}(x) = N(x) \bar{U}, \quad (1)$$

де: $N_i(x)$ - функція форми елемента; \bar{u}_i - вектор переміщення i -го вузла елемента; $N(x)$ - матриця функцій форм; \bar{U} - вектор всіх вузлових переміщень елемента

Розглянемо напружено-деформований стан кінцевого елемента. Рівняння $\bar{\sigma} = D \bar{\epsilon}$ описує зв'язок напружень $\bar{\delta}(x)$ з деформаціями $\bar{\epsilon}(x)$ для лінійної поведінки матеріалу, де D - матриця пружності закону Гука.

Деформація може бути виражена через вузлові переміщення елемента.

$$\bar{\epsilon} = B \bar{U} \quad (2)$$

Повна потенціальна енергія елемента визначається виразом:

$$\Pi^{(e)} = 1/2 \int_V \bar{\epsilon}^T D \bar{\epsilon} dV - \int_V \bar{u}^T \bar{p} dV - \int_S \bar{u}^T \bar{q} dS, \quad (3)$$

де: \bar{p} та \bar{q} - вектори об'ємних та поверхневих сил відповідно.

Підставляючи вектор деформації через вузлові переміщення, отримаємо:

$$\Pi^{(e)} = (1/2 \bar{U}^T \int_V (BN)^T D B N dV) \bar{U} - (\int_V \bar{p}^T N dV + \int_S \bar{q}^T N dS) \bar{U} \quad (4)$$

Вираз для потенціальної енергії можна записати як:

$$\Pi^{(e)} = 1/2 \bar{U}^T K \bar{U} - f^T \bar{U}, \quad (5)$$

де: $K^{(e)} = \int_V (BN)^T D B N dV$ - матриця жорсткості елемента; $f^T = \int_V \bar{p}^T N dV + \int_S \bar{q}^T N dS$ - вектор приведених вузлових сил.

Повну потенціальну енергію системи можна отримати додаванням всіх її елементів:

$$\Pi = \sum_e \Pi^{(e)} \quad (6)$$

Мінімізація функціоналу потенціальної енергії дає систему рівнянь МКЕ:

$$KU = F, \quad (7)$$

де: K - глобальна матриця жорсткості і F - вектор вузлових сил, отриманий шляхом додавання відповідних членів матриці жорсткості $K^{(e)}$ та векторів f окремих кінцевих елементів.

Статичний розрахунок заснований на матричному методі переміщень, метою якого є визначення невідомих переміщень вузлів конструкції. За основу взято рівняння рівноваги:

$$F = K \cdot x, \quad (8)$$

де: K - матриця жорсткості системи; F - вектор зовнішніх силових факторів; x - вектор невідомих вузлових переміщень

Розмірність системи представляє собою кількість ступенів вільності конструкції. У загальному випадку в кожному вузлі є 6 ступенів вільності (3 лінійних переміщення і 3 кути повороту). Після рішення даної системи, тобто знаходження переміщень, визначаються всі інші невідомі параметри конструкції: деформації, зусилля в елементах, напруження, моменти згину та кручення, тощо.

Об'єктом досліджень обрано перспективну розробку ВАТ «Укравтобуспром» - модель 4289, яка відноситься до міських автобусів *mid*-класу та характеризується виконанням каркасу кузова з дотриманням компоновальних рішень *Low-entry* (рис. 1). Тридверний міський автобус середньої місткості з розташуванням двигуна у задньому звісі призначений для перевезення пасажирів на міських маршрутах з інтенсивними пасажиропотоками по дорогах з твердим покриттям, які допускають осьове навантаження на ведучу вісь не більше 11,5 т.

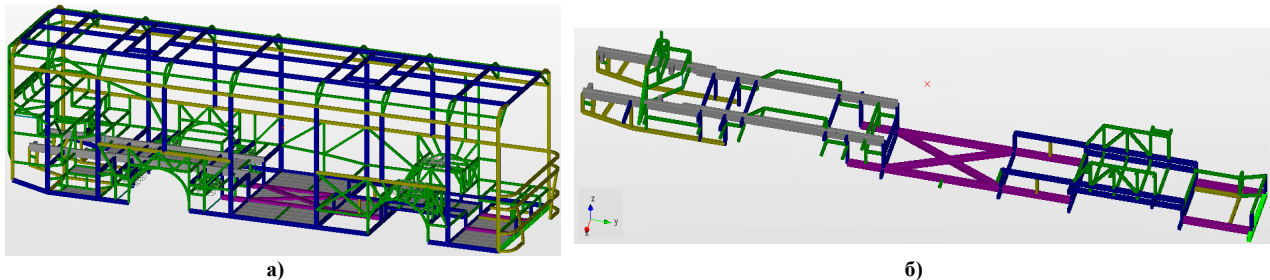


Рис. 1. Розрахункова 3D-модель автобуса моделі 4289: а) - каркас кузова; б) – ферма основи

Як відомо, кожен кузов або шасі, що формує з каркасом єдине ціле, піддаються деформаціям двох основних типів:

- згину, котрий виникає в результаті дії власної ваги та прикладеного вантажу (симетричне навантаження);
- крученню, викликаному нерівностями дороги, по котрій рухається транспортний засіб (кососиметричне навантаження).

Для статичного розрахунку автобуса на міцність методом кінцевих елементів необхідним є представлення мас всіх складових агрегатів та систем автобуса у вигляді зосереджених навантажень, прикладених у конструктивно визначених місцях розрахункової моделі, що відповідають дійсним точкам їх кріплення. У розрахунку приймається величина повної маси автобуса згідно з ТУ (14000 кг) за виключенням невіднесених його складових, до котрих належать колеса, маточини та рухомі елементи підвіски загальною масою 620 кг. Розглянемо послідовно особливості формування крайових умов для кожного з двох режимів.

Режим згину

Типовий алгоритм проведення випробувань на статичну міцність при згині складається з наступних етапів навантажування баластом:

- власна вага підресореної частини автобуса;
- вага решти відсутніх вузлів та агрегатів;
- корисного навантаження, прийнятого для даного етапу розрахунків

При аналізі статичної міцності на основі оцінки напружень слід дотримуватись правила: сумарні напруження в досліджуваному елементі кузова не повинні перевищувати допустимих з умов міцності матеріалу. Для аналізу впливу пікових навантажень вводиться коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{сум}}}, \text{ причому } \sigma_{\text{сум}} \leq \frac{\sigma_T}{n} \text{ або } \sigma_{\text{сум}} \leq [\sigma], \quad (9)$$

де: $\sigma_{\text{сум}}$ - сумарні напруження згину, $\sigma_{\text{сум}} = \sigma_c + \sigma_d$, МПа; σ_c, σ_d - напруження, викликані відповідно статичними та динамічними навантаженнями, МПа; σ_T - межа текучості матеріалу, МПа; n - коефіцієнт запасу міцності; $[\sigma]$ - допустиме по запасу міцності напруження

Для імітації натурних випробувань із забезпеченням запасу міцності вводять коефіцієнт динамічності K_d , котрий залежить від типу автобуса та особливостей його експлуатації. Типова оцінка допустимих з умов статичної міцності напружень при режимі згину виконується з урахуванням коефіцієнту K_d , котрий визначається у фіксований момент часу для детермінованих процесів навантажень як відношення динамічного до статичного навантаження. Слід підкреслити, що значення коефіцієнту динамічності K_d не є дискретним і зменшується зі зменшенням навантаження, а сама його залежність від швидкості руху носить параболічний характер. Для довільних процесів записують характеристику розподілу динамічного коефіцієнту у вигляді середньоквадратичного значення дисперсії напружень [13]:

$$K_d = \sqrt{D_\sigma} / \sigma_c \quad (10)$$

Методика визначення складових залежності (10) є доступною для ознайомлення у [13], або може базуватися на експериментальних замірах вертикальних прискорень в різних точках підресореної маси чи вертикальних зусиль, діючих зі сторони елементів підвіски. Якщо метою постановки крайових умов статичного аналізу є максимальне скорочення матеріалоємності каркасу кузова, тобто знаходження напружень в необхідних межах текучості матеріалу виготовлення без додаткового запасу міцності при заданих режимах експлуатації, то підбір коефіцієнту динамічності пропонується визначати на основі математичної моделі автобуса за допомогою програмних пакетів ANSYS, ADAMS, LS Dyna, тощо. В результаті такої комп'ютерної імітації буде отримана сітка дискретних значень коефіцієнта K_d в залежності від рівня завантаженості та швидкості його руху.

Оскільки експериментальні значення про напруження згину, викликані динамічними напруженнями прототипу автобуса відсутні, то на даному етапі розрахунків пропонується застосовувати значення K_d максимальним для досліджуваного моделі при її повному навантаженні. Відтак умову необхідної міцності запишемо наближено:

$$\frac{\sigma_T}{n} \geq \sigma_c + \sigma_d, \text{ де } \sigma_d = \sigma_c \cdot K_d \quad (11)$$

При міцнісному аналізі кузовів автобусів оцінка статичної міцності елементів кузова проводиться, виходячи з такої умови:

$$\sigma_T \geq \sigma_c n (1 + K_d), \quad (12)$$

де: $n(1 + K_d) = C_d$ - сумарний коефіцієнт динамічності.

Тоді запишемо (12) у наступному вигляді:

$$[\sigma_3] = \frac{\sigma_T}{C_d}, \quad (13)$$

де: $[\sigma_3]$ - допустиме напруження режиму згину від статичного навантаження.

Оцінка статичної міцності каркасу кузова при режимі згину остаточно приймає вигляд:

$$\sigma_c \leq \frac{\sigma_T}{C_d} \quad (14)$$

Для машин типу Low-entry та Low-floor сумарний коефіцієнт динамічності C_d пропонується приймати рівним 2.5, тобто: $C_d = \sigma_c + \sigma_c K_d$, де $K_d = 1.5$. Практично величина коефіцієнту $C_d = 2.5$ означає, що каркас кузова автобуса повинен витримати напруження в межах текучості матеріалу, які виникають при зростанні його повної підресореної маси у 2.5 рази.

Сумарне навантаження згину можна записати так:

$$\sum P_3 = C_d m_n g, \quad (15)$$

де: m_n - повна маса автобуса, кг

В'язі прикладаються до маточин кожного з 4-х коліс автобуса таким чином, щоб сприймати вертикальне навантаження та обмежити переміщення кузова як єдиного цілого відносно інших осей (рис. 2а). Як видно з розрахункової схеми:

- переднє та заднє ліві колеса мають обмеження переміщень по вертикалі (вісь Z) за рахунок введеної ланки заданої жорсткості;
- переднє праве колесо обмежене по переміщеннях всіх трьох осей X, Y, Z;
- заднє праве колесо має обмеження по напрямку осей Y, Z, причому, вертикальна ланка відповідає заданій жорсткості;

Режим кручення

Режим кручення є другим видом статичного розрахунку і полягає в імітації повної зупинки автобуса або його руху з малою швидкістю при переїзді через нерівності дороги (горби, вибоїни, бордюри, ями, тощо), в результаті чого одне з коліс автобуса втрачає контакт з поверхнею. В даному випадку все навантаження автобуса сприймають тільки 3 колеса в трикутному (сформованому плямами контакту коліс з дорожнім полотном), у котрому розміщений зведений центр мас автобуса. Оскільки найбільш навантаженою представляється задня частина автобуса типу Low-entry, що також підтверджують результати осьового зважування, то для збереження статичної рівноваги вивішеними можуть бути лише колеса передньої осі (праве або ліве). Випадок з вивішуванням одного з коліс задньої осі є можливим лише на короткий період часу.

Відповідно до однієї з існуючих гіпотез для незалежної оцінки статичної міцності при крученні, умова запишеться так:

$$[\sigma_k] = [\sigma] - [\sigma_s] \text{ або } [\sigma_k] = \frac{\sigma_s K_d}{C_d}, \quad (16)$$

де: $[\sigma_k]$ - допустиме напруження режиму кручення.

Оцінка статичної міцності каркасу кузова при режимі кручення остаточно приймає вигляд:

$$\sigma_k \leq \frac{\sigma_s K_d}{C_d} \quad (17)$$

Оскільки випробування автобуса в реальних умовах відбуваються при дуже малій швидкості або повній її відсутності, то каркас кузова при цьому сприймає лише номінальні навантаження, тотожні повній масі ТЗ. Практично це означає, що сумарний коефіцієнт динамічності $C_d = 1$.

Сумарне навантаження згину можна записати так:

$$\sum P_3 = C_d m_{пг} g \text{ або } \sum P_3 = m_{пг} g \text{ при } C_d = 1, \quad (18)$$

де: $m_{пг}$ - повна маса автобуса, кг.

Як і у випадку аналізу режиму згину, прикладання в'язей виконується по маточинах коліс автобуса, дотримуючись наступних умов:

1) при вивішуванні лівого переднього колеса (рис. 2б):

- усунені всі обмеження на переміщення лівого переднього колеса;
- переднє праве колесо обмежене по переміщеннях всіх трьох осей X, Y, Z;
- заднє праве колесо має обмеження по напрямку осей Y, Z, причому, вертикальна ланка відповідає заданій жорсткості;

- заднє ліве колесо обмежено по вертикалі (вісь Z) за рахунок введеної ланки заданої жорсткості;

При вивішуванні правого переднього колеса схема буде симетричною.

2) при вивішуванні лівого заднього колеса:

- переднє ліве колесо обмежено по вертикалі (вісь Z) за рахунок введеної ланки заданої жорсткості;

- переднє праве колесо обмежене по переміщеннях всіх трьох осей X, Y, Z;

відповідає заданій жорсткості;

- усунені всі обмеження на переміщення лівого заднього колеса;

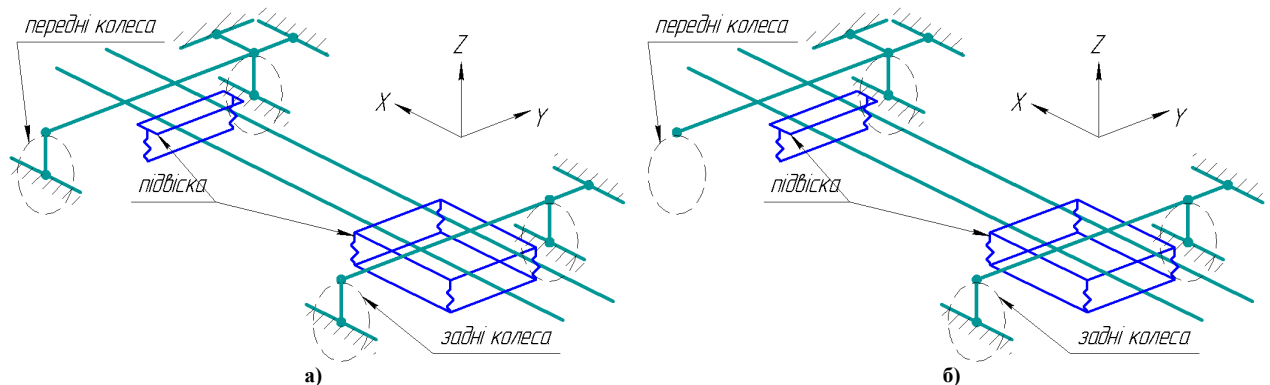


Рис. 2. Схема прикладання в'язей до маточин коліс: а) – режим згину; б) - вивішування лівого переднього колеса

Як було зазначено, вивішування одного з коліс задньої осі допускається, але такі процеси є короткотривалими.

Особливості розрахунків на режими згину та кручення

Окрім отримання значень напружень при розрахунку на режим кручення важливим є визначення, власне, кута закручування (рис. 3).

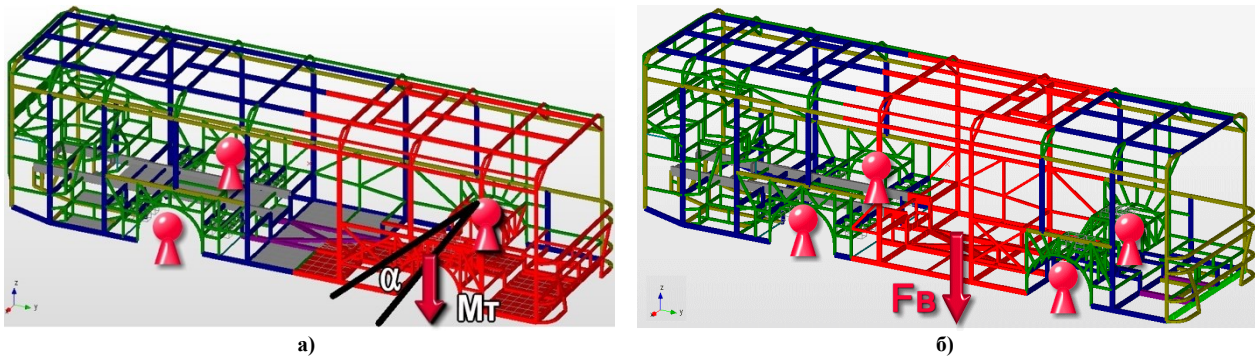


Рис. 3. Схема визначення жорсткості кузова: а) – режими кручення; б) – режим згину

Режим кручення: відношення моменту згину від рівнодійної всіх зосереджених в активній області сил до величини максимального кута закручування (рис. 3а).

$$C_T = M_T / \alpha, \tag{19}$$

де: C_T - крутильна жорсткість при вивішуванні коліс, Нм/°; M_T - момент згину від рівнодійної сил, Нм; α - максимальний кут закручування, °

Під активною областю сил розуміється площа навколо кожної зі звільнених точок опор передньої осі автобуса (центрів), визначена радіусом L_2 , рівним його габаритній ширині (рис. 4). До складу цієї площі входять всі розташовані в об'ємі над нею зосереджені маси вузлів, агрегатів, систем, стоячих та сидячих пасажирів, тому в геометричному розумінні розглядається усічений тор. Добуток суми даних мас на прискорення вільного падіння дорівнює рівнодійній силі F_P :

$$F_P = (m_1 + m_2 + \dots + m_n)g = \sum m_n g, \tag{20}$$

де: m_1, m_2, \dots, m_n - маси відповідних вузлів, агрегатів, стоячих та сидячих пасажирів, кг; g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Тоді залежність для M_T запишеться у вигляді добутку рівнодійної сили F_P на плече l :

$$M_T = F_P \cdot l, \tag{21}$$

де: l - віддаль від точки опори до вузла, в якому зафіксовано найбільший вертикальний прогин, мм.

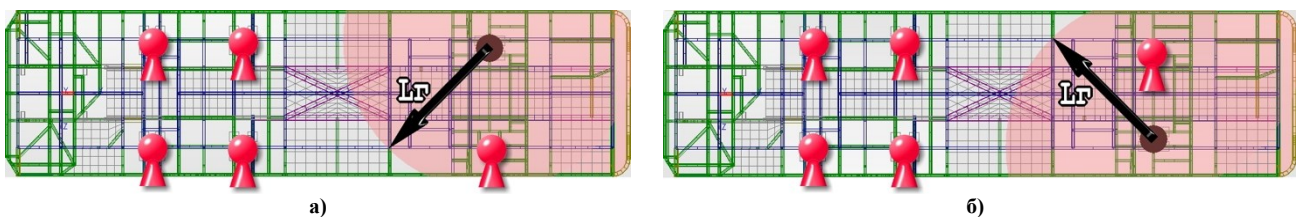


Рис. 4. Схеми геометричного визначення активної області:
а) - вивішування лівого переднього колеса; б) - вивішування правого переднього колеса

Розглянемо особливості режим згину – визначення максимального прогину конструкції (рис. 3б):

$$C_B = F_B / \Delta z, \tag{22}$$

де: C_B – жорсткість кузова, Н/мм; F_B – сумарне навантаження в базі, Н; Δz – максимальний прогин у базі, мм

Оскільки конструктивно визначено, що кріплення фланця пневмобалону підвіски (переважно болтове) до відповідної ферми каркасу кузова є нерухомим та позбавлене ступеней вільності, відтак до розрахункової моделі прикладаються відповідні в'язі (рис. 5).

За результатами МКЕ-розрахунку на базі крайових умов, представлених вище, можна отримати

величезний масив даних, таких як: карти напружень та деформації (рис. 6а); моменти згину (рис. 6б), тощо. Вдаючись у деталі аналізу міцності, інженер-розробник має можливість перевірити безпечність експлуатації силової установки у складі двигуна й трансмісії - відносне переміщення точок кріплення даного складального вузла не має перевищувати 5-10 мм для забезпечення нормальної з точки зору ресурсу роботи ДВЗ та КПП. Аналогічні заміри у контрольних точках слід проводити й для віконних проїм – сучасна більшість автобусів передбачають клеєві з'єднання вікон з рамою, відтак скло стає складовою несівної конструкції та приймає навантаження на себе.

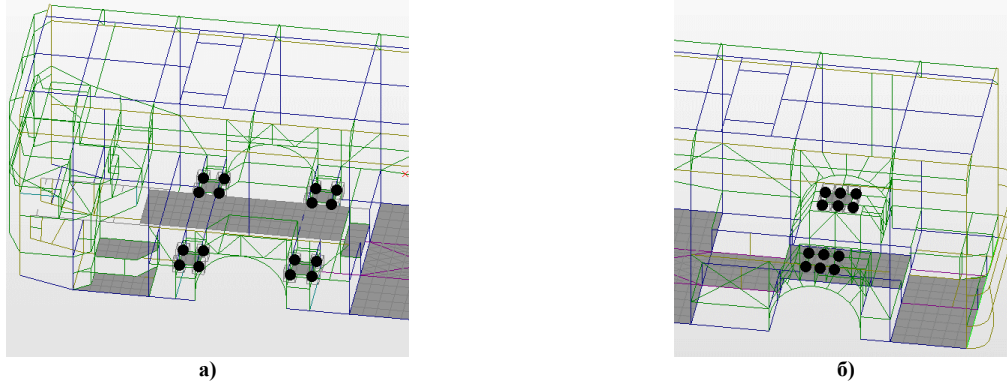


Рис. 5. Схема прикладання в'язей до точок кріплення фланців пневмобалонів з відповідними фермами каркасу кузова типу Low-entry (режим згину): а) – в'язі у задній частині; б) – в'язі у передній частині

Міцність скла надзвичайно висока: $1000 \text{ Н/мм}^2 = 1000 \text{ МПа}$. Це означає, що для того, щоб розбити скляний кубик товщиною 1 см, потрібен вантаж близько 10 т. З міцністю на розрив ситуація протилежна - коли скло відхиляється (згин або кручення), воно має одну сторону в режимі стискання, а іншу – розтягу. У той час як стійкість скла до стискання надзвичайно висока, його стійкість до розтягування значно нижча й знаходиться при прогині в околі 40 МПа (Н/мм^2) для звичайного скла та від 120 до 200 МПа для загартованого (залежно від товщини, кромки, отворів, виїмок тощо).

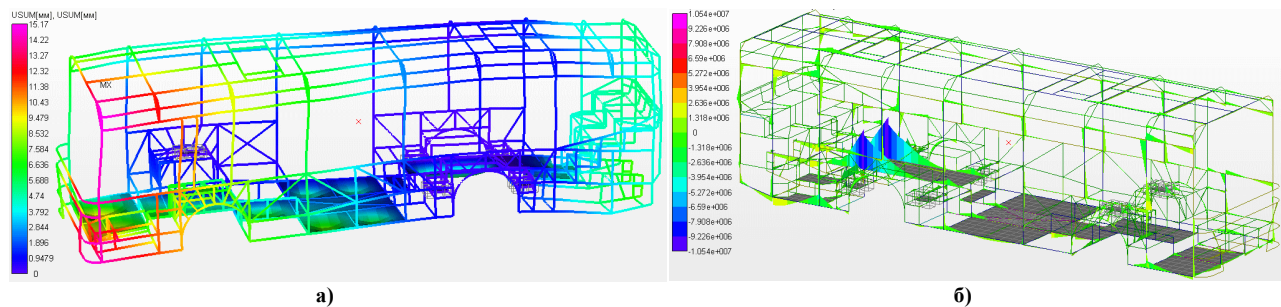


Рис. 6. Карти напружено-деформованого стану: а) – переміщення при режимі кручення; б) – момент згину у вертикальній площині при режимі згину

Таким чином, віконні проїми – це предмет окремих глибоких досліджень у складі каркасу кузова, що вимагають оцінки відносних переміщень найбільш віддалених точок та ретельного контролю напружень. Підбір оптимальних січень (профілів) труб просторового каркасу кузова є важливою частиною роботи по оптимізації структури й міцності автобусних кузовів – конструкція має мати зони поглинання напружень з однієї сторони (демонструвати податливість) та нести несівну функцію (бути максимально жорсткою) – з іншої. Кожна ітерація методом кінцевих елементів з попередньою зміною конфігурації каркасу кузова щодо підбору оптимальних січень труб або їх характеру сполучення у вузли вимагає значних розрахункових ресурсів, а відтак крайові умови, що закладаються у розрахунок, повинні з запасом навантажувати модель, щоб надалі вона забезпечила необхідний запас міцності в умовах реальної експлуатації.

Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямі

1. Статичний розрахунок є найважливішим базовим видом аналізу міцності та рівномірності рамних та просторових конструкцій (ферм каркасів кузовів) транспортних засобів, адже його результати визначають подальший ресурс та безпеку експлуатації машини. До основних видів випробувань автобусних кузовів відносяться режими згину та кручення, котрі мають особливості в плані формування крайових умов в залежності від типу та класу транспортного засобу.

2. Режим згину для низькопідлогових автобусів типу Low-floor та Low-entry проходить в умовах прикладання в'язей до точок кріплення підвіски усіх коліс передньої та задньої осі, а також з врахуванням коефіцієнту динамічності, значення котрого складає 2.5. До моделі прикладаються маси усіх вузлів та агрегатів підресорених мас у фактичних точках їх кріплення або розташування у фізичному автобусі.

3. Режим кручення спрямований на визначення крутильної жорсткості кузова, безпечності встановлення вікон у рамі в результаті її деформації з можливим розтріскуванням скла; забезпечення нормальної експлуатації вузлів та агрегатів щодо зміщення їх точок кріплення; зазорів у дверних проїмах, тощо. Коефіцієнт динамічності складає 1.0 для цього режиму розрахунку та відповідає випадку повільного переїзду через нерівності або вивішування колеса, що втратило опору під собою.

4. Існує низка інших режимів випробувань, що слідує за згином та крученням, наприклад, динамічні випробування на рівень пасивної безпеки (бокові перекидання, фронтальні краш-тести та інші види, визначені Правилами СЕК ООН). Кожен з таких режимів має свою специфіку підходу до формування крайових умов і є актуальною темою для конструкторських бюро, що розробляють аналітичні методики тестування кузовів автобусів, еквівалентні натурним випробуванням. Такий підхід забезпечує неймовірну фінансову економію порівняно з руйнуванням високовартісних прототипів автобусів, вартість котрих складає мільйони гривень.

Література

1. Тесер Є. Кузова великовантажних автомобілів: Пров. з пол./Пер. Г. В. Коршуков - М.: Машинобудування, 1979.-232 с.
2. Romanov Fr., Slomka A., Teisseyre J. – Skrecanie ram camochodowych o zmiennej szerokosci. IkiEM Politechniki Wroclawskiej; Zeszyt nr 17, Wroclaw 1972.
3. Yao, Chung & Yang, Mengjie. (2021). Analysis of Strength Stiffness and Modes for Bus Body Frame. Journal of Physics: Conference Series. 1748. 062073. 10.1088/1742-6596/1748/6/062073.
4. Jing, K., Chen, J.X., Wu J. (2018) Modal analysis of bus body frame based on Hyperworks. J. Agricultural Equipment & Technology., 2: 54-57.
5. Yin, Z. P. (2007) Finite element analysis and test investigation for XQ6125 city bus. D.Shanghai: Shanghai Jiao Tong University.
6. Shen, Y. F., Zheng, S. L., Feng, J. Z. (2013) Strength and modal analysis for highway bus frame and bus body frame. J. Modern Manufacturing Engineering., 7: 90-95.
7. Zhao, H., Jiang, K., Cao, W. G. (2007) Finite element analysis for half integral body structure of buses. J. Automotive Engineering., 4: 346-350.
8. Wang, X., Su, R.Y., Fan, Z.J. (2007) Finite element analysis and light weight design for bus structure. J. Automobile Technology., 7: 28-31.
9. Nguyễn Thành Tâm, Nguyễn Văn Sỹ. Strength research of monocoque bus body frame structure. Vol. 45 No. 03 (2020): Journal Of Science And Technology - Volume 45B (03-2020). <https://doi.org/10.46242/jst-iuh.v45i01.1015>
10. Tian Fang, Wang Tao and Shi Qin, Finite Element Analysis for Monocoque Bus/Coach Body Structure. Bus & Coach Technology and Research. No 1: 17-19, 2012.
11. Dario Crococo, Massimiliano De Agostinis and Nicolò Vincenzi, Structural Analysis of an Articulated Urban Bus Chassis via FEM: a Methodology Applied to a Case Study. Journal of Mechanical Engineering.57 (2011) 11, 799-809.
12. Zhuo Yang, Baoqing Deng, Mengqi Deng and Gongrui Sun, A Study on Finite Element Analysis of Electric Bus Frame for Lightweight Design. MATEC Web of Conferences 175, 03049, (2018). IFCAE-IOT 2018
13. Regulation No 107 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of category M2 or M3 vehicles with regard to their general construction [2018/237]

References

1. Teser Ye. Kuzova velykovantazhnykh avtomobiliv: Prov. z pol./Per. H. V. Korshukov - M.: Mashynobuduvannya, 1979.-232 s.
2. Romanov Fr., Slomka A., Teisseyre J. – Skrecanie ram camochodowych o zmiennej szerokosci. IkiEM Politechniki Wroclawskiej; Zeszyt nr 17, Wroclaw 1972.
3. Yao, Chung & Yang, Mengjie. (2021). Analysis of Strength Stiffness and Modes for Bus Body Frame. Journal of Physics: Conference Series. 1748. 062073. 10.1088/1742-6596/1748/6/062073.
4. Jing, K., Chen, J.X., Wu J. (2018) Modal analysis of bus body frame based on Hyperworks. J. Agricultural Equipment & Technology., 2: 54-57.
5. Yin, Z. P. (2007) Finite element analysis and test investigation for XQ6125 city bus. D.Shanghai: Shanghai Jiao Tong University.
6. Shen, Y. F., Zheng, S. L., Feng, J. Z. (2013) Strength and modal analysis for highway bus frame and bus body frame. J. Modern Manufacturing Engineering., 7: 90-95.
7. Zhao, H., Jiang, K., Cao, W. G. (2007) Finite element analysis for half integral body structure of buses. J. Automotive Engineering., 4: 346-350.
8. Wang, X., Su, R.Y., Fan, Z.J. (2007) Finite element analysis and light weight design for bus structure. J. Automobile Technology., 7: 28-31.
9. Nguyễn Thành Tâm, Nguyễn Văn Sỹ. Strength research of monocoque bus body frame structure. Vol. 45 No. 03 (2020): Journal Of Science And Technology - Volume 45B (03-2020). <https://doi.org/10.46242/jst-iuh.v45i01.1015>
10. Tian Fang, Wang Tao and Shi Qin, Finite Element Analysis for Monocoque Bus/Coach Body Structure. Bus & Coach Technology and Research. No 1: 17-19, 2012.
11. Dario Crococo, Massimiliano De Agostinis and Nicolò Vincenzi, Structural Analysis of an Articulated Urban Bus Chassis via FEM: a Methodology Applied to a Case Study. Journal of Mechanical Engineering.57 (2011) 11, 799-809.
12. Zhuo Yang, Baoqing Deng, Mengqi Deng and Gongrui Sun, A Study on Finite Element Analysis of Electric Bus Frame for Lightweight Design. MATEC Web of Conferences 175, 03049, (2018). IFCAE-IOT 2018
13. Regulation No 107 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UNECE) — Uniform provisions concerning the approval of category M2 or M3 vehicles with regard to their general construction [2018/237]