

Голенко К.Е., викладач кафедри трибології,  
автомобілів та матеріалознавства, к.т.н.  
Диха М.О., докторант кафедри трибології,  
автомобілів та матеріалознавства, к.т.н.  
Вичавка А.А., викладач кафедри  
трибології, автомобілів та матеріалознавства  
Дитинюк В.О., старший викладач кафедри  
трибології, автомобілів та матеріалознавства  
*Хмельницький національний університет*

## АНАЛІЗ ПІДХОДІВ ДО ОЦІНКИ ФРОНТАЛЬНОЇ БЕЗПЕКИ АВТОБУСНИХ КУЗОВІВ

Тотальне зростання маси автобусів у зв'язку з гібридизацією або повною електрифікацією приводу стимулює розвиток досліджень пасивної безпеки, ключове місце у котрій посідає фронтальний краш-тест. На відміну від проектування та виробництва автомобілів, більшість автобусних кузовів не включають у свої конструкції зони деформації. Наступні два регуляторні нормативи широко використовуються для оцінки наслідків ударних навантажень: Правила СЕК ООН №29 — Європейська економічна комісія ООН (UNECE R29) і Програма оцінки нових автомобілів (NCAP), яка сфокусована на легкових моделях. В рамках даного дослідження представлено підходи до формування крайових умов МКЕ-розрахунку згідно R29 та NCAP з прив'язкою до автобусів й наведено принципові особливості.

Ключові слова: UNECE R29, NCAP, фронтальний краш-тест, зони деформації, каркас кузова

Відповідно до вимог R29, виготовлений зі сталі ударний елемент (копер) з рівномірно розподіленою масою не менш ніж 1500 кг, повинен мати прямокутну форму з плоскою контактною поверхнею шириною 2500 мм і висотою 800 мм (рис. 1а). Копер вільно підвішується на двох жорстко прикріплених балках, розташованих на відстані не менше 1000 мм одна від одної. Балки не повинні мати довжину менше  $r = 3500$  мм від осі підвіски до геометричного центру ударного елемента. Центр ваги ударного елемента має знаходитися на 50 мм нижче точки R сидіння водія і збігатися із поздовжньою площиною, що проходить через геометричний центр транспортного засобу. Копер повинен вдаряти по кабіні спереду у горизонтальному напрямку з енергією удару не нижче  $E_k = 55$  кДж для транспортних засобів категорії N3 і категорії N2 із загальною масою понад 7,5 т (відповідає досліджуваному міському автобусу). Відтак, обертальну швидкість для прикладання до Ansys-моделі (Рис. 1а) можна розрахувати наступним чином:

$$E_k = \frac{m_k v^2}{2} = \frac{m_k \omega^2 r^2}{2}; \quad \omega = \sqrt{\frac{2E_k}{m_k r^2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 55 \cdot 10^3}{m_k \cdot 3.5^2}}, \quad (1)$$

де:  $m_k$  – маса ударного елемента;  $\omega, v$  – обертальна та лінійна швидкість елемента,  $r$  – радіус обертання (відстань від центру мас елемента до осі обертання).

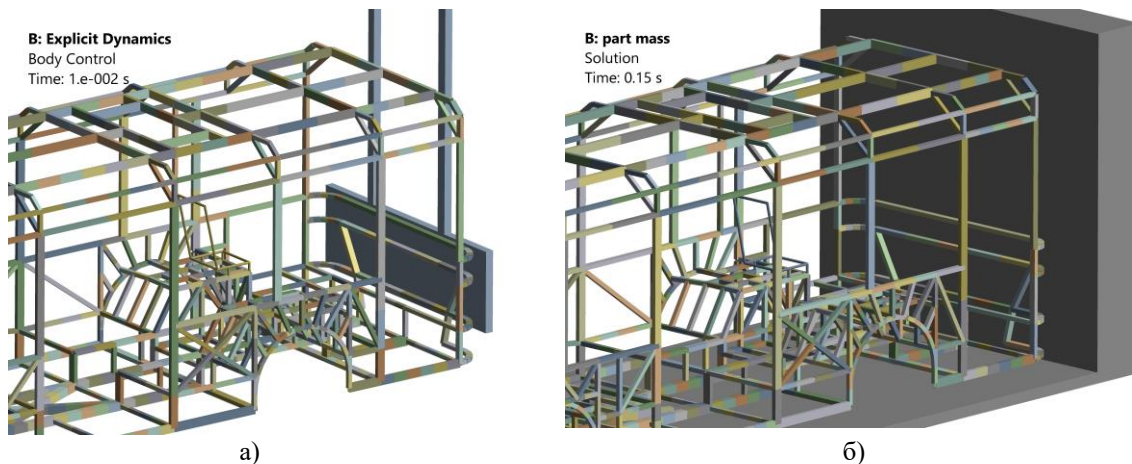


Рисунок 1. Моделі Ansys для випробувань на відповідність: а) R29; б) NCAP

Таким чином, володіючи величиною маси ударного елемента на основі його solid-моделі та густини відповідної сталі, можна розрахувати обертальну швидкість  $\omega$  для прикладання до Ansys-моделі у середовищі Explicit Dynamics. У випадку з випробуваннями згідно NCAP (Рис. 1б) до моделі кузова автобуса прикладається швидкість 15556 м/с (56 км/год, що визначено нормативно Правилами) та

відповідні маси вузлів й агрегатів автобуса, групуючи їх по областях: front – елементи передньої частини (мости, рульове керування, ресивери тощо); gear – силова установка з АКПП, приводи та інші вузлу (Рис. 2); rest – решта розподілених елементів автобуса включно з облицюванням, інтер'єром тощо.

**front part**

- A rear part
- B front part

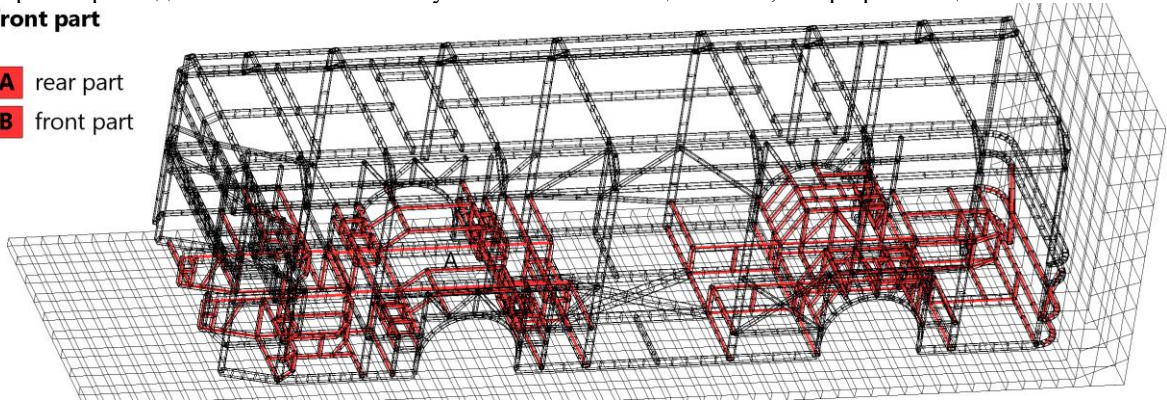


Рисунок 2. Групування мас вузлів та агрегатів Ansys-моделі кузова автобуса

Згідно з теорією поглинання енергії удару запропоновано наступну математичну модель, засновану на принципах передачі порцій енергії, коли для кожного вузла (секції шини) можна вважати, що зміну енергії  $E_k$  в секції  $k$  з часом можна представити як:

$$\frac{dE_k}{dt} = O_k - R_k - \sum_{j \neq i} M_{kj} - D_k \cdot \frac{dE_k}{dt} + L \cdot \frac{dE_{k-1}}{dt} \quad (2)$$

де:  $O_k$  – повна енергія в секції  $k$ ;  $R_k$  – відбита (reflected) енергія в секції  $k$  (деяка енергія може відбиватися на границях різних матеріалів або структур);  $M_{kj}$  – передача енергії від ділянки  $k$  до  $j$ ;  $D_k$  – коефіцієнт демпфування для секції  $k$ ;  $L$  – константа, що представляє взаємний вплив або силу зв'язку між сусідніми ділянками;  $\frac{dE_{k-1}}{dt}$  – відображає вплив попередньої секції  $k$  на часовий аспект у моделі, де на швидкість зміни енергії в секції  $k$  впливає на швидкість зміни у попередній ( $k-1$ ), що спостерігається на рис. 3б.

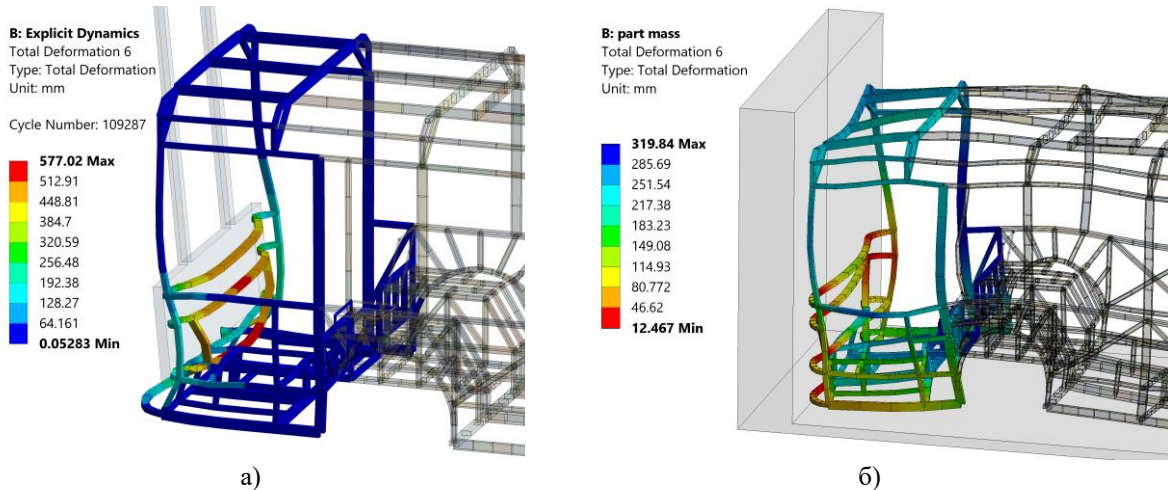


Рисунок 3. Проміжні стани деформації моделі згідно: а) R29; б) NCAP

Проаналізуємо отримані результати послідовно для кожного з режимів випробувань:

- R29 – у момент часу  $t = 168$  мс досягнуто максимальних деформацій передньої частини (майже 580 мм – рис. 3а). Деформація конструкції вказує на можливу травмованість нижніх кінцівок, тазу, рук водія (рульова колонка обов'язково увійде в зону залишкового простору).
- NCAP – методика оцінки деформацій суттєво складніша, адже відбувається відскок усієї моделі кузова загалом з причини відмінного від режиму R29 локалізованого сприйняття енергії удару. Таким чином, реальні деформації потрібно заміряти не на основі карти фактичних переміщень (рис. 3б), а як різницю зміни відстані між контрольними точками, наприклад, між підвіконним брусом та кріпленням сидіння водія. В такому випадку значення деформацій у контрольних точках складають порядку 230-247 мм у найкритичніший момент часу ( $t = 187$  мс). Максимальні напруження склали 477 МПа, що

знаходиться далеко за межею текучості сталі S235 ( $\sigma_y = 235$  МПа) й підтверджує появу пластичних деформацій.

На відміну від приміських і міжміських автобусів, міські автобуси характеризуються меншою жорсткістю при лобовому зіткненні, що можна пояснити як мінімум двома причинами: несівна частина низькопідлогових автобусів частково перенесена з підлоги на дах, а при лобовому ударі жорсткість основи кузова є визначальною; посадка водія в міському автобусі нижча, ніж у міжміському автобусі.

#### **Література**

1. Holenko, K.; Dykha, O.; Koda, E.; Kernyskyu, I.; Royko, Y.; Horbay, O.; Berezovetska, O.; Rys, V.; Humenuyk, R.; Berezovetskyi, S.; et al. Validation of Frontal Crashworthiness Simulation for Low-Entry Type Bus Body According to UNECE R29 Requirements. *Appl. Sci.* 2024, 14, 5595. <https://doi.org/10.3390/app14135595>

2. К.Е. Голенко, М.О. Диха, В.О. Дитинюк, О.С. Ковтун, М.В. Гетьман, О.З. Горбай, А.В. Гай. Застосування методу J. Riera для моделювання фронтального удару кузова автобуса. Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту : Міжнар. наук.-практ. конф., 22-24 листоп. 2023 р., м. Кропивницький : зб. матер. / М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. експлуатації та рем. машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2023. – 244 с. С. 83-85

3. Afripin, M.A.A., Zainudin, A.Z., Sahar, M.A.H.F.M., and Yusof, M., “Frontal impact on bus superstructure as per UNECE R29 and NCAP”, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* (2019): 670 012014, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/670/1/012014>

4. Jongpradist, P., Saingam, N., Tangthamsathit, P., Chanpaibool, P., Sirichantra, J., and Aimmanee, S., “Crashworthiness analysis and design of a sandwich composite electric bus structure under full frontal impact”, *Heliyon.* 8, no. 12 (2022): e11999, <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2022.e11999>

5. Meira Jr., A.D., Iturrioz, I., Walber, M., and Goedel, F., “Numerical Analysis of an Intercity Bus Structure: A Simple Unifilar Model Proposal to Assess Frontal and Semifrontal Crash Scenarios”, *Lat. Am. J. Solids Struct.* 13, no. 9 (2016), <https://doi.org/10.1590/1679-78252440>