

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Когут Володимир Михайлович



УДК 629.341:629.4.046.3

**ПАСИВНА БЕЗПЕКА ТА МІЦНІСТЬ
ПАСАЖИРСЬКИХ СИДІНЬ АВТОБУСІВ**

Спеціальність 05.22.02 - автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі «Автомобілебудування» Національного університету «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Горбай Орест Зенонович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
доцент кафедри автомобілебудування.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Львов Геннадій Іванович,
завідувач кафедри динаміки та міцності машин
Національного технічного університету
«Харківський політехнічний інститут»;

кандидат технічних наук, доцент
Ужва Анотолій Вікторович,
доцент кафедри автомобілі
Харківського національного
автомобільно-дорожнього університету.

Захист відбудеться «23» вересня 2015 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 35.052.20 у Національному університеті «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. С.Бандери, 12, корпус XIV, ауд.61.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного університету «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1.

Автореферат розіслано « 20 » серпня 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



М.Ф.Боднар

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. З огляду на важливість досліджень безпеки автобусних пасажирських сидінь, доцільно зосередити увагу на європейських нормах перевезень пасажирів у великогабаритних транспортних засобах. Вимоги пасивної безпеки при офіційному затвердженні сидінь пасажирських дорожніх колісних транспортних засобів (КТЗ) і офіційному затвердженні цих КТЗ стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень регламентовані Правилами ЄЕК ООН № 80. Основним методом встановлення відповідності пасажирських сидінь чинним вимогам Правил ЄЕК ООН № 80 вважаються натурні випробування; при цьому процес сертифікації автобусних пасажирських сидінь передбачає значні фінансові витрати при поетапному, послідовному руйнуванні декількох зразків сидінь для досягнення відповідності технічним приписам у процесі доводки конструкції.

Таким чином, все більшої актуальності набувають аналітичні методи досліджень пасажирських сидінь на міцність і моделювання їх відповідності єдиним технічним приписам при офіційному затвердженні сидінь великогабаритних пасажирських КТЗ і офіційному затвердженні цих КТЗ стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень щодо відповідності до вимог пасивної безпеки.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась у рамках науково-дослідного напрямку кафедри автомобілебудування НУ «Львівська політехніка» та науково-дослідної роботи, яка фінансується з державного бюджету: «Дослідження та параметри оптимізації КТЗ і спецтехніки. Міцність та пасивна безпека кузовів автобусів і автомобілів», (№ держреєстрації 0114U001684) і спрямована на реалізацію стратегії підвищення безпеки дорожнього руху великогабаритних КТЗ в Україні згідно з розпорядженням Кабінету Міністрів України «Про схвалення Концепції Державної цільової програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2016 року» № 771 від 8 серпня 2012 р.

Мета і задачі дослідження. Мета дисертаційного дослідження полягає у розробці просторової *solid*-моделі пасажирського автобусного сидіння та в опрацюванні методу розрахунку його на міцність у відповідності до європейських норм пасивної безпеки для великогабаритних КТЗ.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано і розв'язано наступні задачі досліджень:

- розробка просторової моделі пасажирського автобусного сидіння, його основи та кріплень, які дозволять визначити напружено-деформований стан елементів конструкції незалежно від місця їх розташування в салоні автобуса;
- обґрунтування вибору критеріїв травмобезпечності пасажирських сидінь великогабаритних КТЗ;
- формування крайових умов комп'ютерного розрахунку пасажирських автобусних сидінь на міцність у залежності від конструкцій основ та кріплень;
- розробка розрахункового методу оцінки міцності пасажирських автобусних сидінь великогабаритних КТЗ згідно вимог європейських норм пасивної безпеки;

- проведення експериментальних досліджень міцності двомісних пасажирських автобусних сидінь стосовно їх міцності та виконання вимог пасивної безпеки згідно Правил ЄЕК ООН № 80 (ДСТУ UN/ECE R 80-00:2002);

- перевірка дотримання єдиних технічних приписів щодо офіційного затвердження сидінь великогабаритних пасажирських КТЗ і офіційного затвердження цих КТЗ щодо міцності сидінь та їхніх кріплень на основі методу скінчених елементів (МСЕ) 3-D моделювання;

- розробка рекомендацій щодо практичного використання результатів досліджень.

Об’єкт дослідження – напружено-деформований стан пасажирських сидінь великогабаритних пасажирських КТЗ.

Предмет дослідження – міцність і пасивна безпека пасажирських сидінь великогабаритних пасажирських КТЗ.

Методи дослідження. Для розв’язку поставлених задач застосовувались наступні методи: математичного моделювання статичних і динамічних процесів, об’єктно-орієнтованого програмування, ідентифікації граничних умов, скінчених елементів для твердотілих моделей, натурного стендового експерименту.

Наукова новизна результатів досліджень:

- просторова твердотіла модель пасажирського двомісного автобусного сидіння каркасного типу в середовищі МСЕ;

- метод підтвердження відповідності двомісних автобусних сидінь великогабаритних КТЗ європейським нормам пасивної безпеки;

- методика визначення напружено-деформованого стану штампованих автобусних пасажирських сидінь під час проведення статичних випробувань згідно ДСТУ UN/ ECE R 80;

- протиударні енергопоглинальні пристрої, що встановлюються у зонах прогнозованих максимальних пластичних деформацій каркаса пасажирського сидіння з метою забезпечення вимог пасивної безпеки у салоні автобуса.

Практичне значення отриманих результатів. Проведені для великогабаритних КТЗ дослідження просторової твердотілої моделі пасажирського автобусного сидіння, його основи з кріпленнями та розроблений метод їх розрахунку на міцність у відповідності до норм пасивної безпеки дозволяють:

- розрахувати напружено-деформований стан пасажирського сидіння і основні параметри елементів конструкції основи незалежно від місця їх кріплення;

- аналітично моделювати статичні випробування згідно ДСТУ UN/ECE R 80-00:2002 з визначенням максимальних і залишкових деформацій сидінь, основ та їх кріплень;

- контролювати дотримання вимог щодо пасивної безпеки при офіційному затвердженні сидінь великогабаритних пасажирських КТЗ і офіційному затвердженні цих КТЗ стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень на основі просторового моделювання з використанням МСЕ.

Опрацьовані в даній роботі аналітичні розв’язки та практичні рекомендації прийняті та використовуються в конструкторсько-виробничій практиці створення і адаптації сидінь вітчизняних та закордонних виробників у ЗАТ «ЗКТ» (Львівський автобусний завод), ТДВ «Стрий Авто» (м. Стрий, Львівської обл.), ВАТ «Укравто-

буспром» (м. Львів), у навчальному процесі на кафедрі автомобілебудування НУ «Львівська політехніка», що засвідчено актами впровадження.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, висновки та рекомендації, наведені в дисертаційній роботі, отримані автором самостійно. В опублікованих у співавторстві наукових працях дисертанту належать: у роботі [1] – врахування білінійного ізотропного зміцнення матеріалу при комп'ютерному 3-D моделюванні процесу навантаження основ пасажирських автобусних сидінь при встановленні до відповідності норм пасивної безпеки, що діють у Європі; [2] – врахування переміщень граничних і вузлових точок пасажирських автобусних сидінь при обґрунтуванні доцільності використання рангування рівнів травмобезпечності конструкції сидінь; [3] – використання блоку *Strain Energy Probe* для визначення енергії поглинання прикладеного нормативного навантаження до каркаса сидіння та вибір одного з структурно оптимізованих варіантів виконання каркасів сидінь; [4] – вибір критеріїв травмування при фронтальному ДТП; [6] – визначення напружень в композитних балках, які можуть використовуватися в каркасах сидінь; [8] – крайові умови навантажень для штампованих сидінь; [9] – використання стрижневої розрахункової моделі для дво-місних автобусних сидінь; [10] – застосування енергопоглинальних шарнірів у протиударних пристроях; [11] – врахування пружньо-еластичних ланок у протиударному пристрої підвищеної енергоемності; [12] – систематизація навантажень на організм людини під час фронтального ДТП; [13] – характер зміни жорсткості матеріалу каркаса сидіння у методиці аналітичного розрахунку міцності пасажирських сидінь згідно з правилами ЄЕК ООН № 80; [14] – двохопорне центральне розміщення стійки основи кріплення сидіння.

Апробація результатів роботи. Основні результати роботи доповідались та обговорювались на Міжнародних і Всеукраїнських конференціях: «Systemy i środki transportu samochodowego» (Rzeszów, 14–17 September 2012); науково-практичній конференції «Проблеми застосування інформаційних технологій, спеціальних технічних засобів у діяльності ОВС, навчальному процесі, взаємодії з іншими службами» (Львів, 14 грудня 2012 р.); XI Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, 15–17 травня 2013 р.); «Systemy i środki transportu samochodowego» (Rzeszów, 25–28 September 2013); – XVI Міжнародній науково-практичній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи» (Севастополь, 16–21 вересня 2013); II Міжнародній конференції молодих учених та студентів «Проблеми розвитку транспортних систем в євразійському регіоні» (Луганськ, 24 – 26 травня 2014); III Міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (Луцьк-Світязь, 29 травня – 01 червня 2014 р.)

Публікації. Основні результати опубліковано в 14 наукових працях, у тому числі 7 статей у фахових видань України, 2 статті – у виданнях інших держав, 2 патентах на корисні моделі, в 3 матеріалах і тезах доповідей на всеукраїнських і міжнародних конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел зі 145 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 168 сторінок, з них 140 сторінок основного тексту, 3 додатки на 12 сторінках, 75 рисунків та 17 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, сформульована мета і задачі досліджень, показано зв'язок поставлених задач із науково-дослідними роботами кафедри, висвітлено наукову новизну і практичну цінність отриманих результатів, розкрито особистий внесок здобувача, висвітлена інформація про апробацію результатів досліджень та публікації, в яких викладено основні положення роботи та описана структура дисертації.

У **першому розділі** проведено огляд і аналіз сучасних вітчизняних та іноземних досліджень щодо пасивної безпеки і міцності пасажирських автобусних сидінь і проаналізовано нормативні вимоги щодо пасивної безпеки пасажирів в салоні великогабаритного КТЗ, які на європейському континенті регламентуються 15 Правилами ЄЕК ООН. Вимоги до пасажирських сидінь регламентуються Правилами ЄЕК ООН № 14, № 16, № 17, № 25, № 80, які стосуються не тільки офіційного затвердження пасажирських сидінь великогабаритних КТЗ, а й офіційного затвердження КТЗ стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень.

У багатьох науково-дослідних закладах (НАМИ, МАДИ, МАМИ, СевНТУ, ВКЕІавтобуспром/Укравтобуспром, НУ «Львівська політехніка» та ін.) проводяться дослідження пасивної безпеки КТЗ і розробляються відповідні методи та методики випробувань, опрацьовуються нормативні документи щодо пасивної безпеки транспортних засобів. Результати досліджень відображені в публікаціях ряду науковців: Р.А. Акоюна, Л.Л. Афанасьєва, К.Л. Бидинського, Ю.Ф. Благодарного, К.Е. Голенка, О.З. Горбая, М.П. Залетаєва, В.Н. Іванова, В.Л. Іларіонова, С.Г. Зубриського, І.С.Керницького, І.В. Кима, Л.В. Крайника, В.А. Ляліна, Г.І. Львова, Ф.Е. Межевича, А.А. Никитина, Л.Н. Орлова, Е.С. Савушкина, Б.А. Рабиновича, А.И. Рябчинського, В.М. Торліна, А.В. Ужви, А.П. Фалалеєва, Appel H., Belingardi G., Botto P., Caillieret M., Ferrer I., Hermann S., Hinch J., Hoschopf H., Gastaldin D., Got C., Güler A., Krüger H., Matolcsy M., Mayrhofer E., McCray L., Miguel J., Mehmet A., Patel A., Peroni. L., Prasad A., Rasenack W., Stansifer R., Sullivan L., Tarrière C., Willke D. та ін.

Проблемні питання пасивної безпеки досліджуються: – європейським комітетом по випробуваннях EURONCAP; – американським інститутом страхування і дорожньої безпеки IIHS; – американським управлінням дорожньої безпеки NHTSA; – японським національним агентством по автомобільній безпеці NASVA; – австралійським комітетом ANCAP; – китайським комітетом C-NCAP та ін. У своїх дослідженнях вони використовують норми щодо пасивної безпеки для: Європи – UN/ECE; Австралії – ADR; Америки – FMVSS, які принципово відрізняються. Так, наприклад, згідно ADR 68 допускається пікове прискорення у 20 g, коли в правилах UN/ECE R 80 воно коливається в діапазоні 8–12 g. Суттєво відрізняється тривалість дії пікового прискорення – 0,05 с і 0,08–0,15 с відповідно. Вдвічі відрізняються допустимі значення критерію травмування голови (НІС).

Для зазначених вище норм проаналізовано особливості проведення випробувань пасажирських сидінь на міцність динамічним і статичним методами. Аналіз методик проведення статичних випробувань пасажирських сидінь згідно вимог FMVSS 222 і UN/ECE R 80 виявив ряд розбіжностей у значеннях: – початкових на-

вантажень; – прикладених зусиль до верхнього і нижнього рядів; – часовій витримці прикладених зусиль.

Сертифікаційні випробування КТЗ вважаються успішними, якщо виконані вимоги щодо умовного «травмування» голови: – пришвидшення центру мас голови не перевищило 80 g протягом 3 мс, а в разі удару голови об будь-яку перешкоду, критерій НІС не перевищив значення 1000. Згідно вимог пасивної безпеки Правил UN/ECE R 80 допустимі значення критеріїв травмування на пасажирському сидінні становлять: – голови (НІС) – менше 500; – грудної клітки (ТНСС) – менше 30 g (за винятком випадків, коли інтервали часу дії сили становлять у сумі менше 3 мс); – стегна (FFC) – менше 10 кН.

У результаті проведеного аналізу літературних джерел та нормативних документів щодо пасивної безпеки сидінь КТЗ виявлено достатньо велику розбіжність у допустимих величинах критеріїв травмування людини на пасажирському сидінні в КТЗ, методах і методиках випробувань на міцність пасажирських сидінь та відсутність просторової *solid*-моделі пасажирського автобусного сидіння а також 3-D MСE моделювання їх відповідності європейським вимогам пасивної безпеки.

Другий розділ присвячений формуванню вимог до конструкції сидінь КТЗ категорій М2 та М3 з окремими, подвійними та рядами пасажирських сидінь у залежності від місць їх розташування. Враховано варіанти розміщення пасажирських сидінь біля/над колісною аркою і у випадку, коли вони розміщені одне навпроти іншого. Для різних класів автобусів визначено мінімальні розміри кожного місця для сидіння. Якщо сидіння встановлені в одному напрямку, відстань між передньою стороною спинки сидіння і задньою стороною розміщеного спереду сидіння при вимірюванні по горизонталі та на довільній висоті над рівнем підлоги між верхньою площиною подушки сидіння і лінією на висоті 620 мм повинна становити не менше 650 мм для автобусів класів I, А, В та 680 мм для автобусів класів II і III.

На основі дослідження критеріїв травмування пасажирів під час фронтального удару та вимог існуючих нормативних документів щодо пасивної безпеки пасажирів, які сидять у салоні великогабаритного КТЗ, доведено доцільність здійснення розрахунку на міцність досліджуваних моделей пасажирських автобусних сидінь згідно вимог пасивної безпеки правил UN/ECE R 80. Для цього вибрано об'єкт досліджень – пасажирські сидіння автобуса А092 та розроблено алгоритм розрахунку пасажирських сидінь на міцність для комп'ютерного моделювання процесу статичних випробувань. Для випробувань пасажирських сидінь КТЗ згідно вимог Правил UN/ECE R 80 передбачено максимальне переміщення центральної точки прикладання кожної сили, заміряне в горизонтальній площині, що проходить через середню поздовжню площину сидіння у відповідному положенні 400 мм та максимальне зміщення не менше 100 мм для верхнього рівня навантаження і 50 мм – для нижнього рівня навантаження.

У третьому розділі проведено розрахунок на міцність двомісного пасажирського сидіння автобуса А092 за допомогою розробленої просторової *solid*-моделі та перевірено її відповідність до вимог пасивної безпеки згідно ДСТУ UN/ECE R 80-00. Така модель сидіння моделі СТН-6 утворена з 19 елементів: 1 основа зі стійкою; 2 каркаси сидінь; 8 болтів; 8 гайок. Тривимірною рознесеною моделлю каркаса сидінь з основою зображена на рис. 1.



Рисунок 1 – Тривимірна рознесена модель каркаса сидінь з основою

Основні характеристики *solid*-моделі каркаса сидінь наведені у табл. 1. Матеріал каркаса сидіння – Сталь 20 з межею текучості 245 Н/мм² та межею міцності 410 Н/мм².

Таблиця 1– Основні характеристики *solid*-моделі каркаса сидінь

Кількість вузлів	77349
Кількість скінченних елементів	37170
Точність сітки (<i>Relevance</i>)	52 (по <i>Ansys</i>)
Мінімальна довжина грані скінченного елемента	4,0064e–002 мм
Об'єм моделі	1,9136e+006 мм ³
Маса	15,022 кг
Габаритний розмір у напрямку осі X	557,29 мм
Габаритний розмір у напрямку осі Y	1170,1 мм
Габаритний розмір у напрямку осі Z	898,5 мм

За основу проведення розрахунку напружено-деформованого стану конструкції прийнято метод переміщень. У довільній точці переміщення всередині скінченного елемента описується поліномом, як функцією від координат точки. Підстановка координат вузлових точок скінченного елемента дозволяє отримати переміщення $u(x)$ довільної точки елемента через невідомі переміщення його вузлових точок

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

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

Для пасажирського сидіння МСЕ рівняння має вигляд

$$/K/\{\delta\}=\{R\}, \quad (2)$$

де $\{K\}$ – матриця жорсткості конструкції в цілому (вона є сумою матриць жорсткості скінченних елементів, з яких складається конструкція); $\{\delta\}$ – вектор переміщень всіх вузлів; $\{R\}$ – вектор вузлових навантажень.

Результатом розв'язку системи рівнянь МСЕ методом переміщень будуть компоненти вузлових переміщень дискретної конструкції. У свою чергу, розрахунок необхідних компонентів напруженого стану конструкції виконується поелементно у наступному порядку:

- формується вектор вузлових переміщень для кожного скінченного елемента (КЕ) q^e (за допомогою вибірки з глобального вектора вузлових переміщень q відповідних компонент);

- якщо локальна система координат для окремого СЕ не співпадає з глобальною, виконується перетворення вектора вузлових переміщень q^e даного елемента;

- на базі фізичних та геометричних співвідношень формується матриця навантажень/напружень для даного скінченного елемента – G ;

- розраховується вектор вузлових значень внутрішніх навантажень/напружень для обраного скінченного елемента S^e , що пов'язаний з вузловими переміщеннями наступним загальним виразом

$$S^e = q^e G. \quad (3)$$

Для аналізу напружено-деформованого стану моделі пасажирського сидіння розроблено відповідний алгоритм. Основна перевага *solid*-методу полягає в можливості переходу від вузлових з'єднань стрижнів до фактичних об'ємних з'єднань труб та інших елементів конструкції з урахуванням пластичних деформацій. Виходячи з рівнянь рівноваги вузлів (або за допомогою варіаційних принципів) записується загальна система рівнянь рівноваги для всієї скінченно-елементної моделі досліджуваних сидінь під час їх деформування.

Першочерговим розрахунком виступає статичний, для якого рівняння рівноваги має вигляд

$$\{P\} + \{P\}^g + \{P\}^q + \{P\}^{\delta^0} + \{P\}^{\sigma^0} = \{U\}\{K\}, \quad (4)$$

де $\{P\}$ – спільний вектор заданих зовнішніх навантажень (відповідають силам F1–F8 на рис. 2); $\{P\}^g, \{P\}^q, \{P\}^{\delta^0}, \{P\}^{\sigma^0}$ – глобальні вектори вузлових сил, еквівалентних до розподілених поверхневих і масових сил, початкових деформацій та напружень.

У залежності від вибраної схеми кріплення формування крайових умов розрахунку каркаса сидіння пов'язане безпосередньо з прикладанням статичних навантажень до кріплень основи до підлоги і до боковини (див. рис. 1) і ударних навантажень згідно Правил ДСТУ UN/ECE R 80-00 (див. рис. 2). Навантаження зведені до восьми сил, модуль котрих відповідає нормативним умовам випробувань.

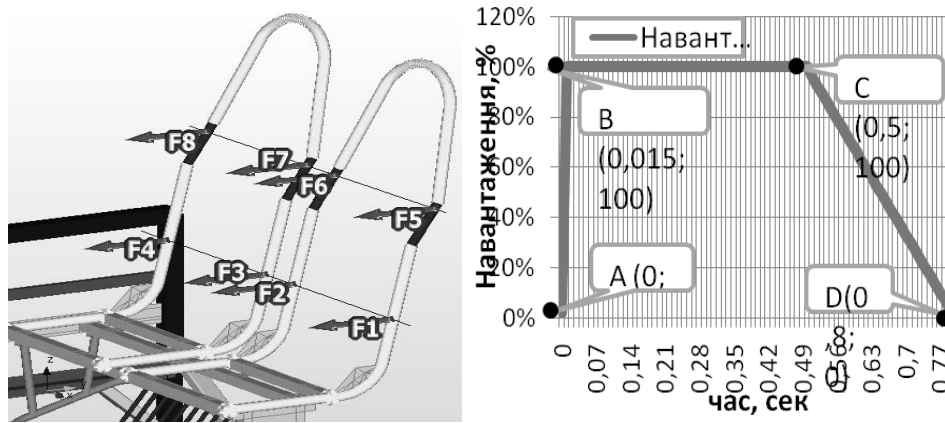


Рисунок 2 – Схема і графік прикладання навантажень каркаса сидінь згідно Правил ЄЕК ООН № 80

Навантаження від експериментальних форм, прикладене до спинки сидіння на висоті 0,55 м, складає 3650 Н, а на висоті 0,8 м – 1250 Н. Спинка сидіння в області контакту із зазначеними формами виготовлена з двох симетричних труб, кожна з яких сприймає половину від нормативного навантаження:

$$\text{– на висоті } 0,55 \text{ м – } F_1 = F_3 = F_2 = F_4 = 1825 \text{ Н:} \quad (5)$$

$$\text{– на висоті } 0,8 \text{ м – } F_5 = F_6 = F_7 = F_8 = 625 \text{ Н.} \quad (6)$$

Результати статичного нелінійного розрахунку показані на рис. 3.

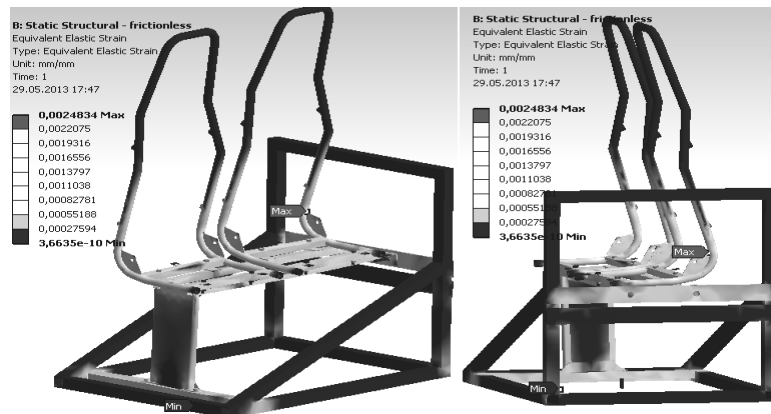


Рисунок 3 – Карта деформацій моделі каркаса сидінь у процесі прикладення навантажень згідно Правил ЄЕК ООН № 80

У розрахунках прийнято припущення, що СЕ взаємодіють між собою виключно через спільні вузли. Внутрішні розподілені навантаження, що діють на границях елемента e , замінюються статично еквівалентними вузловими силами, які складають вектор вузлових сил елемента. Поверхневі сили та розподілені маси, що діють на СЕ, зводяться до статичних або еквівалентних вузлових сил, які сукупно складають вектори $\{P\}_e^g$ та $\{P\}_e^q$. До еквівалентних вузлових сил зводяться також сили інерції, початкові деформації $\{P\}_e^{\delta_0}$, початкові напруження $\{P\}_e^{\sigma_0}$.

Матричне рівняння жорсткості елемента має вигляд

$$[K_b]\{U_b\} = \{F\}_b + \{P\}_e^g + \{P\}_e^q + \{P\}_e^{\delta_0} + \{P\}_e^{\sigma_0}, \quad (7)$$

де $\{U_b\}$ – вектор вузлових переміщень елемента; $[K_b]$ – матриця жорсткості, що складається з коефіцієнтів жорсткості.

Із застосуванням прикладного програмного забезпечення визначаються матриці елементів $\{P\}_e^g$, $\{P\}_e^q$, $\{P\}_e^{\delta\infty}$, $\{P\}_e^{\sigma\infty}$ та $[K_b]$, з яких складаються спільні матриці системи рівнянь рівноваги моделі за стандартними правилами сумування компонентів матриць з однаковими індексами.

Враховуючи, що завдання встановлення відповідності Правилам ЄЕК ООН № 80 об'єкта досліджень передбачає процес з динамічним навантаженням, яке змінюється в часі, то рівняння (7) розглядається на основі принципу Даламбера: додаються вузлові сили, що є еквівалентними до сил в'язкого опору. Таким чином, диференціальне матричне рівняння матиме вигляд

$$\{F\}_e = [m]_e \frac{d^2}{dt^2} \{U\}_e + [C]_e \frac{d}{dt} \{U\}_e + \{U\}_e [K]_e, \quad (8)$$

де $[m]_e$ – матриця мас елемента, що залежить від густини матеріалу ρ ; $[C]_e$ – матриця демпфування елемента, що залежить від коефіцієнта в'язкості демпфування μ . Параметри демпфування задаються в програмному забезпеченні у відповідному блоці.

У моделі зафіксовані пластичні деформації, адже рівень напружень в окремих елементах конструкції досягав 460 МПа і значно перевищував межу текучості матеріалу (250 МПа). Як і слід було очікувати, екстремум напружень зафіксовано в тій самій області, що й максимальні деформації. Значення напружень у стійці кріплення каркаса сидінь до основи досягли позначки 332,78 МПа, що суттєво перевищує поріг текучості і викликає значний пластичний згин підшви стійки.

Максимальне переміщення досягло значення 441,5 мм та зафіксовано у верхній частині каркаса лівого за ходом руху автобуса сидіння, що означає більшу податливість даного сидіння порівняно з правим, максимальне переміщення якого складало 403,9 мм. Середня відносна похибка по двох рівнях висоти (0,55 м та 0,8 м) складає 15 %, що свідчить про якісне відображення реального характеру поведінки розрахункової моделі в умовах комп'ютерної імітації. Динамічний розрахунок дозволяє дослідити поведінку конструкції в будь-який момент часу. Максимальне переміщення в області прикладання сили F1 зафіксовано у момент часу 0,32 с; сили F2 – 0,13 с; сили F5 – 0,29 с; сили F6 – 0,13 с. Таким чином, дана частина досліджуваного сидіння характеризується вищою податливістю та швидше сприймає енергію удару.

Достовірність розрахунків на міцність пасажирських сидінь та їх відповідність вимогам пасивної безпеки Правил ЄЕК ООН № 80 перевірено для двох моделей сидінь: СТН–1(1) і СТН–6(2), що встановлюються відповідно на автобусах D093S2 та A092. Кінограма процесу навантаження пасажирських сидінь на стенді для статичних випробувань ДП ОЦ Укравтотест зображена на рис. 4, а розрахункові та експериментальні результати досліджень наведені у табл. 2.

Таблиця 2 – Розрахункові значення та результати експериментальних випробувань каркаса сидінь на відповідність Правилам ЄЕК ООН № 80

Висота прикладання навантаження, м	Розрахункові значення переміщень, мм		Експериментальне значення переміщень, мм		Похибка, %	
	Сидіння 1	Сидіння 2	Сидіння 1	Сидіння 2	Сидіння 1	Сидіння 2
0,55	67	52	77	60	13	14
0,8	118	120	137	110	14	9

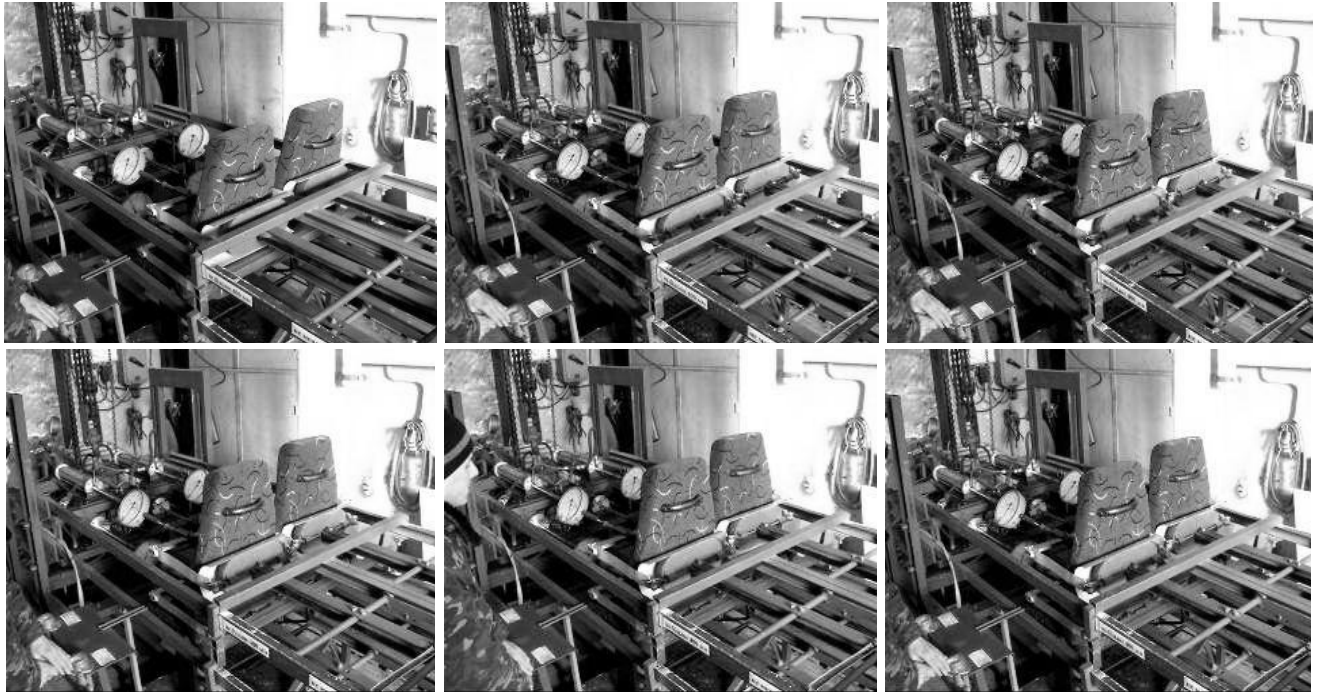


Рисунок 4 – Кінограма процесу навантаження сидіння згідно Правил ЄЕК ООН № 80

Експериментальні дані підтверджують, що залишкові деформації зменшилися: на висоті 0,55 м – на 10 мм; на висоті 0,8 м – на 18 мм.

На рис. 5 зображено графіки переміщення пасажирського сидіння в залежності від величини навантажень та перерозподілу сил $F_5 - F_6$ на 70 % і 30 % у процесі прикладання навантаження на висоті 0,8 м. З отриманих результатів зроблено висновок, що перерозподіл між силами $F_5 - F_6$ впливає несуттєво на величину залишкових деформацій. При збільшенні навантаження на 50 % залишкові деформації наблизатимуться до 450 мм. Для моделювання перехідних процесів статичного розрахунку досліджено процеси вимушених коливань. Аналіз власних коливань моделі виконувався з урахуванням розподіленої матриці мас та полягає у розв'язку узагальненої задачі на визначення власних значень

$$\bar{\Delta}(K + M \cdot (-w^2)) = 0, \quad (9)$$

де K – матриця жорсткості моделі; M – матриця мас; w – власна частота; Δ – вектор власної форми.

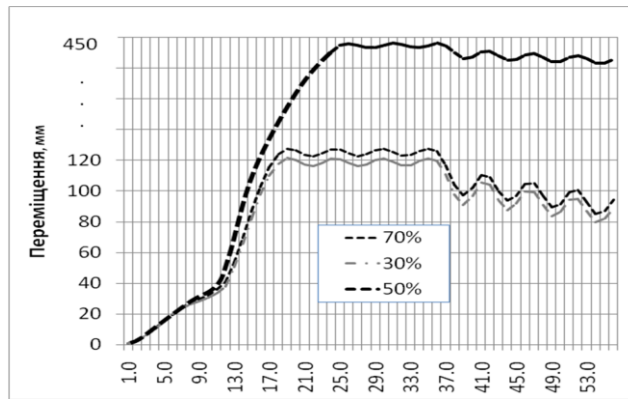


Рисунок 5 – Переміщення пасажирського сидіння в залежності від величини навантажень (---) та перерозподілу сил F5 – F6 на 70 % (- - -) і 30 % (- · -)

У процесі розрахунку на вимушені коливання модель піддавалася впливу силових факторів, що змінюються в залежності від часу за певним законом. Основне рівняння, що описує поведінку системи у стані рівноваги має вигляд:

$$P(t) = K \cdot \Delta + C \cdot \dot{\Delta} + M \cdot \ddot{\Delta}, \quad (10)$$

де Δ – вектор вузлових переміщень конструкції; $P(t)$ – вектор зовнішнього навантаження, що залежить від часу.

У процесі розв’язку даної задачі застосовувався метод розкладання в ряд за власними формами коливань конструкції

$$\sum_{i=0}^n q_i(t) \cdot v_i = \Delta, \quad (11)$$

де q_i , v_i – відповідно узагальнене переміщення та вектор i -ої власної форми.

Враховуючи, що до початку прикладання навантаження конструкція перебуває у статичній рівновазі, поставлена задача розв’язується за допомогою інтегралу Дюамеля

$$q_i = \frac{1}{M_i w_i} \int_0^{\tau} Q_i(t) e^{-n(t-\tau)} \sin(w_i(t-\tau)) dt + A_i e^{-n\tau} \sin(w_i \tau + \varphi_{oi}), \quad (12)$$

де A_i , φ_{oi} – параметри системи.

У процесі МСЕ-аналізу досліджуваної конструкції каркаса сидінь було прийнято наступні вхідні дані для розрахунку на вимушені коливання:

- графік зміни навантаження в залежності від часу (див. рис. 2);
- логарифмічний декремент затухання коливань – 0,75;
- кількість власних форм, що враховуються у розрахунку – 7;
- інтервал часу, протягом якого відбувається розрахунок – 1 с (у момент часу 0,8 с навантаження повністю відключається і стає рівним нулеві, а конструкція продовжує коливатись до повної зупинки протягом залишкових 0,2 с);

– кількість розрахункових моментів часу – 250 (показник визначає точність побудови графіка переміщень у результаті МСЕ-аналізу).

Остаточне рішення приймається на основі аналізу суми модальних мас по тих напрямках глобальної системи координат, в котрих виникають коливання. 2-а, 5-а і 7-а форми власних коливань досліджуваної моделі при її жорсткому закріпленні до підлоги (рис. 6). У досліджуваному випадку достатньо перших 7 форм, оскільки саме для такої кількості гармонік по координатній осі Y глобальної системи координат, вздовж котрої напрямлені вектори сил F_1 – F_8 , сума модальних мас перевищує 18 %. Для подібних відносно простих структур даний показник може знаходитися в межах 15–45 % (у залежності від обраної осі глобальної системи координат та точок прикладання в'язей). Характерно, що з якою би швидкістю не прикладалось навантаження до моделі (0,015 с, згідно з графіком на рис. 2), відгук конструкції з досягненням максимального переміщення відбувається протягом 0,035 с. Таким чином, застосоване програмне забезпечення дозволяє врахувати податливість конструкції.

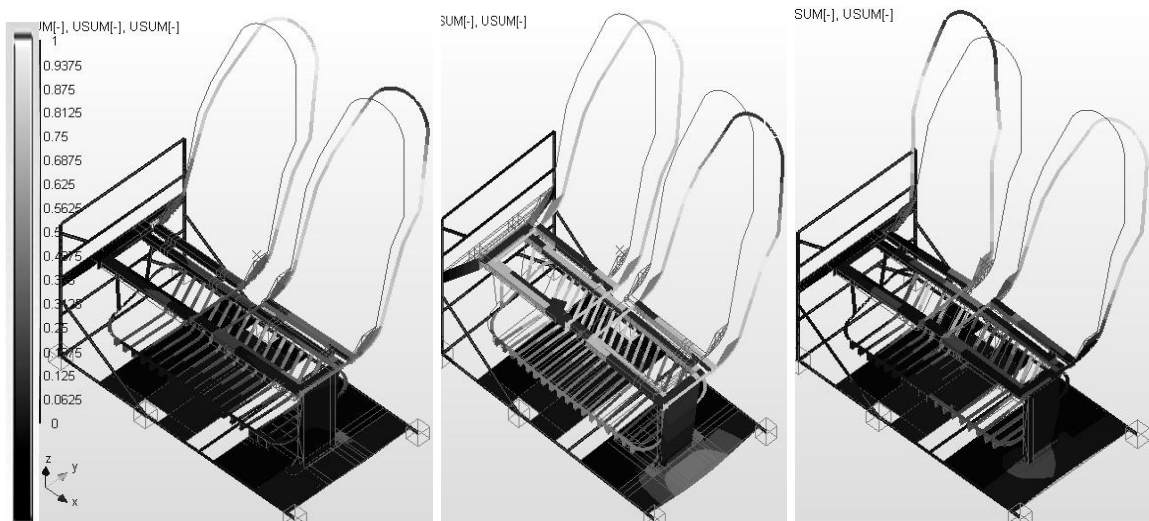


Рисунок 6 – 2-а, 5-а і 7-а форми власних коливань досліджуваної моделі при її жорсткому закріпленні до підлоги

У четвертому розділі проведено аналіз сидінь, їх основ та кріплень, які суттєво відрізняються конфігурацією і габаритами стійок, видом і товщиною опорних плит, асортиментом елементів кріпильних з'єднань тощо. Згідно розробленої блок-схеми алгоритму проведення імітаційних комп'ютерних розрахунків отримано МСЕ-сітки для основ, показаних на рис. 7.

На рис. 7 (а) зображена основа пасажирського сидіння з центральним розміщенням стійки, яка виконана з прямокутної труби ($60 \times 30 \times 2$ мм) з опорою під болтове з'єднання. Варіант виконання (б) передбачає додатковий поручень, який сполучає ферму даху автобуса з каркасом сидіння, що є типовим для сучасних кузовів автобусів. Варіант (в) актуальний для низькопідлогових автобусів типу *Low-floor* та *Low-entry*, у яких несучу функцію каркаса кузова виконує ферма даху, а сортамент елементів конструкції боковин, до яких консольно кріпиться каркас сидіння, суттєво більший, порівняно з автобусами «класичної» компоновки та «комбі». При найменшій масі в 13,94 кг найскладнішим є варіант основи (а) з 35744 СЕ і 74709 вуз-

лами. Найменша кількість вузлів – 63546 і СЕ – 30206 реалізована у варіанті сидіння (в) з консольним кріпленням основи до боковини автобуса.

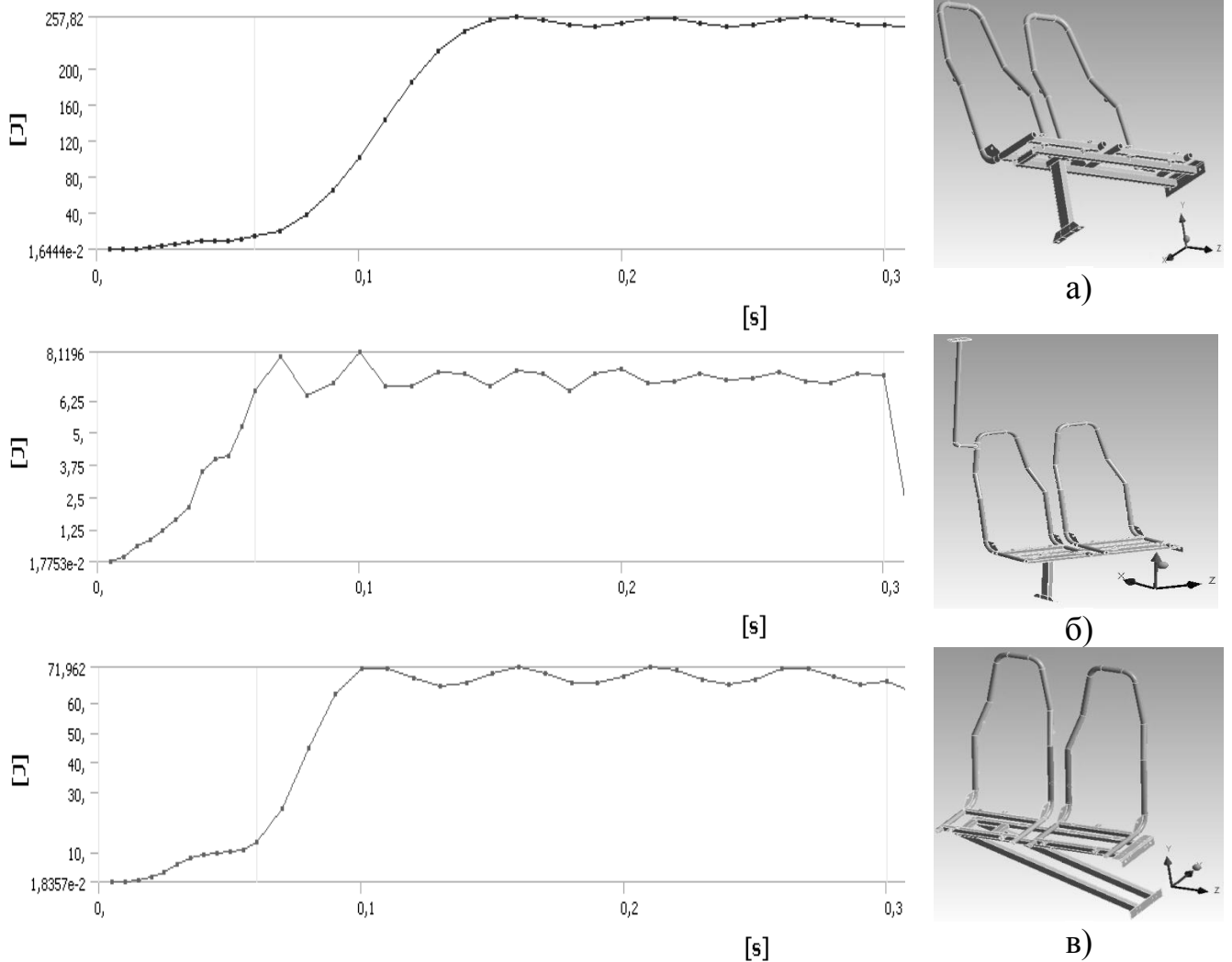


Рисунок 7 – Графік залежності енергії деформації каркаса правого сидіння від часу:
 а) – модель з центральним розташуванням стійки; б) – з додатковим поручнем салону;
 в) – з боковим консольним кріпленням

Енергію поглинання прикладеного нормативного навантаження до каркасів правих за ходом руху автобуса цих структурно модифікованих варіантів виконання каркасів сидінь визначено з використанням блоку *Strain Energy Probe*. Для варіанту (а) зафіксовано енергію поглинання 257,82 Дж за 0,27 с з наступним зменшенням енергії до 243,02 Дж (момент часу 0,5 с); для варіанту (в) з боковим консольним кріпленням каркаса сидінь – 71,96 Дж у момент часу 0,16 с, а для варіанту (б), що передбачає додатковий поручень, – всього 8,12 Дж у момент часу 0,1 с. Основною причиною такої різниці є поручень, що з'єднує каркас правого по ходу руху автобуса сидіння з фермою даху автобуса. Вплив даного поручня настільки суттєвий, що в лівому сидінні (вільному від поручня) спостерігається понад 10-кратне збільшення енергії деформації, значення котрої досягає 86,28 Дж у момент часу 0,15 с, що суттєво пізніше (на 0,05 с) за часові показники правого сидіння. Така затримка у часі поглинання енергії удару каркасами сидінь може бути виявлена також на основі по-

рівняння величин пришвидшень усієї моделі у проекції на вісь X та у точках прикладання сил F5 і F7.

Максимальне пришвидшення в області прикладання сили F5 складає 5,84 g у момент часу 0,05 с та 7,51 g у момент часу 0,07 с в області прикладання F7, де пришвидшення для моделей (а) та (в) склали: 10,18 g у момент 0,055 с та 7,33 g у момент 0,06 с. Базова модель сидіння в області прикладання сили F5 в діапазоні часу 0–0,3 с отримала максимальне пришвидшення 71,29 м/с² (у момент часу 0,12 с), що відповідає першому критичному моменту за показником НІС. Найнебезпечнішою з точки зору зафіксованих у ході випробувань пришвидшень, що передаються на тіло пасажирів, є модель з центральним розташуванням стійки, а характерна для низькопідлогових автобусів тенденція бокового консольного кріплення сидінь є не тільки раціональною конструктивно, але й безпечною.

Найбільші переміщення зафіксовані у варіанті виконання (а) для сили F7 у 363 мм, а найменші (20 мм) – для варіанту (б) біля кріплення поручня. Різними (в межах 50–70 %) значеннями переміщень характеризуються правий і лівий каркас сидінь у варіантах виконання (б) та (в). На побудованій просторовій діаграмі залежності переміщень від часу для кожної з двох площин прикладання навантажень F5 до моделей (а), (б) та (в) (рис. 8) видно, що лише у моделі (а) зафіксовано переміщення понад 100 мм, проте інші моделі залишились поза межами визначеного Правилами ЄЕК ООН № 80 діапазону переміщень.

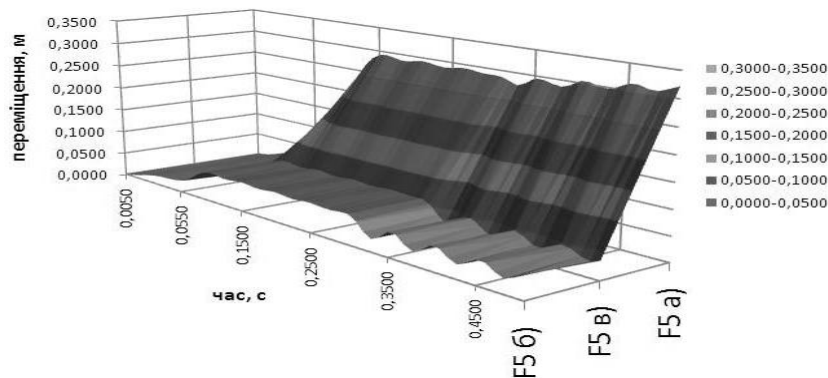


Рисунок 8 – Просторові діаграми залежності переміщень від часу у процесі дії сили F5

На відміну від традиційних конструкцій сидінь, виконаних переважно з трубчатого профілю, недослідженими залишаються штамповані конструкції (рис. 9). Проведено розрахунок на міцність моделі сидіння, виготовленої з аркуша Сталі 20 товщиною 2 мм (з вирізами для зменшення ваги, послаблення каркаса та збільшення його податливості, що є надзвичайно важливим для отримання необхідних переміщень у контрольних точках). Всім елементам, що входять до складу сидіння, задано нелінійні характеристики матеріалу, включно з фізичною нелінійністю. У рамках комп'ютерної імітації натурних випробувань каркаса сидіння досліджена поведінка складових елементів з парами тертя сталь-сталь, коефіцієнт тертя яких прийнято рівним 0,2.

Розглядалися аналогічні варіанти виконання з наступними змінами: у варіанті (а) передбачено кріплення стійки до надколісної арки; у варіанті (б) поручень роз-

міщено між пасажирськими сидіннями. Маса сидіння з поручнем склала 16,6 кг, а кількість СЕ зросла на 1. Кількість СЕ поручня склала 3792, а вузлів – 7426; габаритна висота – 971,5 мм; маса – 0,9 кг.

Максимальне значення напружень для базової моделі зі стійкою досягло 431,74 МПа та зафіксовано у гайці болтового з'єднання лівого (за ходом руху сидіння) кронштейна кріплення до основи у передній його частині. Максимальні напруження у болті становили 199,43 МПа, а у кронштейні основи, до якої кріпиться каркас сидіння за допомогою даного болтового з'єднання, – 240 МПа. У даній конструкції на етапі повного поглинання енергії удару максимальне значення напружень, рівне 374,74 МПа, зафіксоване у каркасі правого (за ходом руху автобуса сидінні в області згину сидіння (що є очікуваним, адже через дану область проходять найбільші моменти згину).

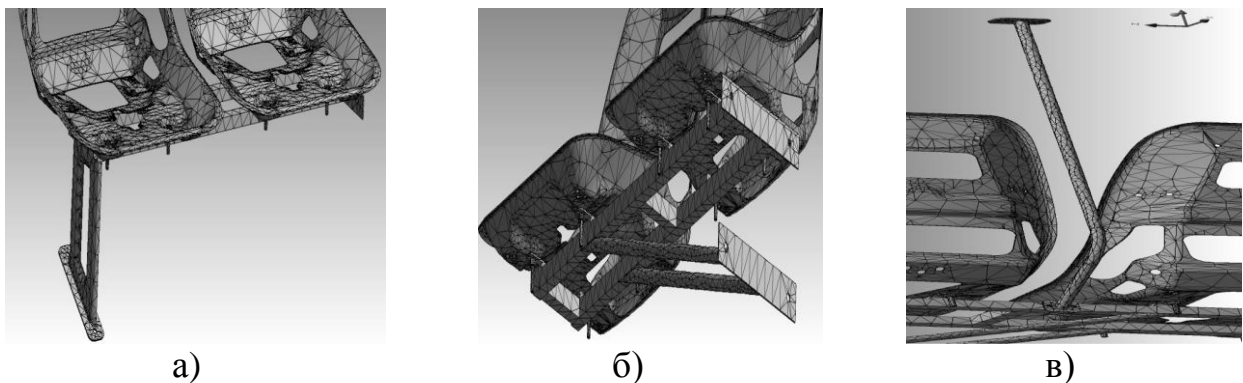


Рисунок 9 – МСЕ-сітка моделі основи штампованого сидіння: а) – зі стійкою; б) – з консольною опорою; в) – сидіння з поручнем

Протилежна ситуація зі значенням максимальних напружень виникає в основі сидіння: 305,81 МПа проти 339,81 МПа в попередньому варіанті зі стійкою, хоча область, де зафіксований екстремум напружень, збігається з аналогічним кронштейном кріплення сидіння. Таким чином, даний кронштейн знаходиться у «легших» умовах у складі консольної конструкції, порівняно з попереднім варіантом виконання. Незважаючи на те, що абсолютне значення напружень у консольному варіанті конструкції є нижчим, середня величина напружень основи на 30–35 % вища: 270–300 МПа у трубах (25×2 мм) проти 220–250 МПа у варіанті, що передбачає стійку.

На карті напружень за Мізесом для варіанта сидіння з додатковим поручнем спостерігаємо зниження величини напружень на 5 %.

Максимальне значення відповідає зоні згину лівого (за ходом руху автобуса) сидіння. Загалом можемо судити про відносну рівномірність конструкції сидіння разом з додатковим поручнем: зміна величини напружень коливається в межах 30–40 % між складовими елементами моделі, тобто немає перенавантажених елементів або таких, що мають надлишковий запас міцності.

ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі розв'язана важлива науково-прикладна задача підтвердження відповідного рівня пасивної безпеки та міцності пасажирських автобус-

них сидінь при їх офіційному затвердженні в складі великогабаритних пасажирських КТЗ згідно вимог європейських норм пасивної безпеки 3-D MCE моделюванням.

2. Опрацьовано метод розрахунку каркасів пасажирських сидінь, основ і їх кріплень на міцність для твердотілих моделей та визначено крайові умови комп'ютерного розрахунку параметрів пасивної безпеки пасажирських сидінь автобусів.

3. Розроблено просторову твердотілу комп'ютерну модель пасажирського двомісного сидіння для великогабаритних КТЗ, яка дозволяє дослідити міцність конструкції, величини залишкових деформацій пасажирських сидінь після ДТП, рівень напружень та сповільнень у контрольних точках каркаса, дати загальну оцінку напружено-деформованого стану пасажирського сидіння, основи та кріплень.

4. Досягнута збіжність результатів теоретичних та експериментальних досліджень (у межах 13% для твердотілої моделей) підтвердила адекватність і практичну значимість опрацьованого у роботі методу комп'ютерного розрахунку на міцність пасажирських автобусних сидінь, застосування якого у процесі проектування нових моделей дозволило пришвидшити їх впровадження у промислове виробництво та скоротити матеріальні затрати.

5. Ґрунтовний аналіз комп'ютерних моделей каркасів сидінь дозволив виявити характерні особливості поведінки елементів кріплення до підлоги та боковини кузова автобуса, встановити залежність напружень та деформацій у контрольних точках (згідно методики статичних випробувань Правил ЄЕК ООН № 80 на висоті 0,55 м та 0,8 м відносно базової поверхні) в залежності від конфігурації стійки сидіння, сортаменту труб каркаса та типу основ і кріплень.

Встановлено, що перерозподіл по площині прикладання навантажень від 30 % до 70 %, змінює величини залишкових деформацій до 15 %, а при збільшенні навантаження на 50 % залишкові деформації перевищують на 12 % максимально допустимі.

6. Для автобусів з класичною компоновкою, типу *Low-entry* та *Low-floor* проведено розрахунок на міцність моделей пасажирських двомісних сидінь з центральним розміщенням стійки основи, вертикально розміщеним збоку та між сидіннями поручнем, консольним кріпленням основи до боковини автобуса. Підтверджено, що сучасна тенденція консольного кріплення основ пасажирських сидінь у низькопідлогових автобусах одночасно із раціональністю конструкції, зручністю експлуатації істотно підвищує рівень безпечності сидінь.

7. Розроблені у дисертаційній роботі *solid*-модель та метод досліджень можуть бути запропоновані складовими нормативної бази випробувань та подальшим шляхом підвищення рівня пасивної безпеки пасажирських автобусних сидінь під час фронтальних ДТП з прогностичною оцінкою їх міцності при врахуванні фізичної нелінійності матеріалу сидінь.

8. Матеріали дисертації впроваджені і використовуються у практиці проектування ВАТ «Укравтобуспром» та при модернізації існуючих конструкцій каркасів сидінь у ТДВ «Стрий Авто» і ЗАТ «Завод комунального транспорту», що підтверджено відповідними актами.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Когут В.М. Перевірка міцності пасажирських сидінь при офіційному затвердженні великогабаритних пасажирських автобусів / В.М Когут., О.З. Горбай, І.С. Керницький // Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування і транспорт : зб. наук. пр. / – Севастополь : СевНТУ, 2013. – Вип. 142. – С. 218 – 223.
2. Когут В.М. Дослідження напівм'яких двомісних пасажирських автобусних сидінь на відповідність вимогам ДСТУ UN/ECE R 80-00:2002 / В.М Когут, О.З. Горбай, І.С. Керницький, Р.В. Сава // Вісник Національного транспортного університету : зб. наук. пр. / – К. Вид-во НТУ, 2013. – №27. – С.261 – 271.
3. Горбай О.З. Структурна оптимізація основи каркаса пасажирських автобусних сидінь / О.З. Горбай, В.М. Когут, І.С. Керницький // Вісник Східноукраїнського НУ ім. В. Даля : наук. журн. / – Луганськ : Східноукр. НУ ім. В. Даля, 2013. – Ч. 2, № 15 (204). – С. 131 – 135.
4. Когут В.М. Критерії оцінювання аварійних ударних навантажень тіла людини під час ДТП / В.М. Когут., О.М. Григоришин, О.З. Горбай, І.С. Керницький, Р.В. Сава // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту : наук. журн. / – Дон.: ДонААТ, 2013. – №2. – С. 29 – 39.
5. Горбай О.З. Вплив маси пасажирів при статичних випробуваннях пасажирських автобусних сидінь / О.З. Горбай, В.М. Когут, І.С. Керницький // Вісник Східноукраїнського НУ ім. В. Даля : наук. журн. / – Луганськ : Східноукр. НУ ім. В. Даля, 2013. – Ч. 2, № 6 (195). – С. 185 – 191.
6. Дівеев Б. Механічні властивості тришарових композитних балок при ustalених згинальних коливаннях / Б. Дівеев, І. Керницький, І. Коник, М. Копитко, В. Когут // Systemy i środki transportu samochodowego. Seria: Transport / – Rzeszów: Druk. Polska, Rzeszów, 2012. Monografia Nr 3. – P. 39 – 46.
7. Когут В.М. Моделювання статичних випробувань пасажирських сидінь автобусів на відповідність Правилам №80 ЄЕК ООН / В. Когут // Systemy i środki transportu samochodowego. Seria: Transport / – Rzeszów: Druk. Polska, Rzeszów, 2013. Monografia Nr 4. – P. 55 – 74.
8. Когут В.М. Пасивна безпека автобусних пасажирських сидінь / В.М. Когут, О.З. Горбай // Наукові нотатки : зб. наук. пр. – Луцьк : ЛуцькНТУ, 2014. – Вип.45. – С. 288 – 294.
9. Горбай О.З. Статичні випробування пасажирських сидінь великогабаритних транспортних засобів / О.З. Горбай, В.М. Когут, І.С. Керницький // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів : наук.-вир. журнал / – Л. : Вид-во НТУ, 2014. – Вип. 22. – С.19 – 34.
10. Патент України, 75252 МПК В60N2/427. Протиударний енергопоглинаючий пристрій / Керницький І.С., Горбай О.З., Дівеев Б.М., Копитко М.І., Когут В.М.; опубл. 26.11.2012, Бюл. № 22. – 3 С.: іл.
11. Патент України, 77242 МПК В60N2/427. Протиударний енергопоглинаючий пристрій підвищеної енергоємності / Керницький І.С., Горбай О.З., Дівеев Б.М., Копитко М.І., Когут В.М.; опубл. 11.02.2013, Бюл. № 3. – 3 с.: іл.

12. Когут В.М. Оцінювання та спеціальні технічні засоби дослідження навантажень людини під час ДТП / В.М. Когут, І.С. Керницький, О.З. Горбай, М.І. Копитко // Проблеми застосування інформаційних технологій, спеціальних технічних засобів у діяльності ОВС, навчальному процесі, взаємодії з іншими службами : зб. наук. статей / – Львів: ЛьвДУВС, 2012. – С. 165 – 172.

13. Когут В.М. Аналіз відповідності аналітичного розрахунку міцності пасажирських сидінь натурним випробуванням згідно з Правилами ЄЕК ООН №80 / В.М. Когут., О.З. Горбай, І.С. Керницький // 11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові, Львів, 15–17 травня 2013 р.: зб. тез доп. / – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2013. – С. 111 – 112.

14. Когут В.М. Пасивна безпека пасажирських перевезень в автобусах категорій М2 і М3 / В.М. Когут, О.З. Горбай // Проблеми розвитку транспортних систем в євразійському регіоні : матеріали II-ої міжн. інтернет. конф. Молодих учених та студентів, 24 – 26 травня 2014 р. – Луганськ, 2014.– С. 20 – 23.

АНОТАЦІЯ

Когут В.М. Пасивна безпека та міцність пасажирських сидінь автобусів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Національний університет «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України. – Львів, 2015.

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичне завдання щодо забезпечення міцності автобусних пасажирських сидінь у великогабаритних колісних транспортних засобах (КТЗ) згідно з нормативними вимогами пасивної безпеки.

Розроблено просторову твердотілу комп'ютерну модель пасажирського двомісного сидіння для великогабаритних КТЗ, яка дозволяє дослідити міцність конструкції, величини залишкових деформацій пасажирських сидінь після ДТП, рівень напружень та сповільнень у контрольних точках каркаса; дати загальну оцінку напружено-деформованого стану пасажирського сидіння, основи та кріплень.

Для автобусів з класичною компоновкою, типу *Low-entry* та *Low-floor* проведено розрахунок на міцність різних моделей пасажирських двомісних сидінь: з центральним розміщенням стійки основи; з вертикально розміщеним збоку та між сидіннями поручнем; з консольним кріпленням основи до боковини автобуса.

На основі аналізу комп'ютерних моделей каркасів сидінь виявлено характерні особливості поведінки елементів кріплення основ сидінь до підлоги та до боковини кузова автобуса; встановлено залежність напружень та деформацій у контрольних точках (на висоті 0,55 м та 0,8 м відносно базової поверхні) від форми стійки основи сидіння, сортаменту труб каркаса та типу основ і кріплень. Встановлено, що перерозподіл по площині прикладання навантажень від 30 % до 70% згідно методики статичних випробувань Правил ЄЕК ООН № 80 змінює величини залишкових деформацій до 15 %, а при збільшенні навантаження на 50 % залишкові деформації складають 96 % від максимально допустимих.

Експериментальні дослідження пасажирських автобусних сидінь, основ та їх кріплень на відповідність Правилам ЄЕК ООН № 80 підтвердили адекватність комп'ютерного моделювання залишкових деформацій пасажирських сидінь при їх

перевірці на міцність згідно єдиних технічних приписів щодо офіційного затвердження сидінь пасажирських КТЗ. Впровадження результатів дисертаційної роботи дозволило отримати економічний ефект і знаходить використання у процесі проектування та модернізації пасажирських сидінь, основ і їх кріплень у великогабаритних автобусах.

Ключові слова: сидіння пасажира, автобус, статична міцність, пластична деформація, пасивна безпека, Правила ЄЕК ООН № 80, метод скінченних елементів.

АННОТАЦИЯ

Когут В.М. Пассивная безопасность и прочность пассажирских сидений автобусов. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Национальный университет «Львівська політехніка» Министерства образования и науки Украины. – Львов, 2015.

В диссертационной работе решена научно-практическая задача обеспечения прочности автобусных пассажирских сидений в крупногабаритных колесных транспортных средствах (КТС) при соблюдении нормативных требований пассивной безопасности.

Разработана пространственная твердотелая компьютерная модель пассажирского двухместного сиденья для крупногабаритных КТС, которая позволяет исследовать прочность конструкции, остаточные деформации пассажирских сидений после ДТП, уровень напряжений и замедлений в контрольных точках каркаса; дать общую оценку напряженно-деформированного состояния пассажирского сиденья, основания и креплений.

Для автобусов с классической компоновкой, типа *Low-entry* и *Low-floor* проведен расчет на прочность различных моделей пассажирских двухместных сидений: с центральным размещением стойки основания, вертикально размещенным сбоку и между сиденьями поручнем, консольным креплением основания к боковине автобуса.

На основании анализа компьютерных моделей каркасов сидений выявлены характерные особенности поведения элементов крепления оснований сидений к полу и к боковине кузова автобуса. Установлена зависимость напряжений и деформаций в контрольных точках (на высоте 0,55 м и 0,8 м относительно базовой поверхности) от формы стойки основания сиденья, сортамента труб каркаса, типа оснований и их креплений. Установлено, что перераспределение по плоскости приложения нагрузок от 30 % до 70 %, согласно методики статических испытаний Правил ЕЭК ООН № 80, меняет величины остаточных деформаций до 15 %, а при увеличении нагрузки на 50 % остаточные деформации увеличиваются до 96 % от максимально допустимых.

Экспериментальные исследования пассажирских автобусных сидений, оснований и их креплений на соответствие Правилам ЕЭК ООН № 80 подтвердили адекватность компьютерного моделирования остаточных деформаций пассажирских сидений при их проверке на прочность согласно единых технических предписаний,

касающихся официального утверждения сидений пассажирских транспортных средств.

Ключевые слова: сиденье пассажира, автобус, статическая прочность, пластическая деформация, пассивная безопасность, Правила ЕЭК ООН № 80, метод конечных элементов.

SUMMARY

Kogut V. Passive safety and strength of passenger bus seats. – Manuscript.

The thesis for awarding Ph.D. degree in the specialty 05.22.02 – Automobiles and Tractors. – Lviv Polytechnic National University Ministry of Education and Science of Ukraine. – Lviv, 2015.

In the thesis resolved theoretical and practical problems of passive safety at bus passenger seat in large-wheeled vehicles and regulatory requirements of their strength.

The dimensional solid model of a passenger double seat for large wheeled vehicles was developed. It allows to determine the integrity of their designs, the residual deformation of passenger seats after an accident, the level of stress at delayed-control points in the frame, an overall assessment of the stress-strain state of the passenger seat, base and their fasteners.

For buses of classic type, Low-entry and Low-floor was calculated the strength of passenger double seats with central located base, railings vertically placed between the seats and on the side, console mounted base to the side of the bus.

Based on the analysis of computer models of seat frame revealed the characteristic features of the behavior of elements of base fixed down to the floor and to the body side of the bus. The dependence of the stress and strain at the control points (at a height of 0,55 m and 0,8 m relative to the reference surface) on the shape of the seat base stand, frame tubes range and type of foundations and their mounts. It is set the dependence stresses and strains in the control points (at a height of 0,55 m and 0,8 m of the base surface) on the shape of the rack of bases, tube frame assortments and type of base and their anchorages.

It was established that the redistribution at the plane of load 30 % to 70 % according to the static tests UNECE Regulation number 80 change the value of the residual strains up to 15 %, while increasing the load by 50 % strain increased residual deformation to 96 % of the maximum allowable.

Experimental researches of passenger seats, their anchorages and bases for compliance with Regulation R 80 UNECE confirmed the adequacy of computer simulation of residual strains of passenger seat at approval their strength under uniform technical prescriptions.

Key words: passenger seat, bus, static strength, plastic deformation, the passive safety, UN/ECE Regulation 80, the finite element method.

Підписано до друку 05.08.2015 р.
Формат 60×84/16. Папір офсетний. Умовн. друк. арк. 0,9.
Тираж 100 прим. Зам. № 72-15.

Львівський державний університет внутрішніх справ
Україна, 79007, м. Львів, вул. Городоцька, 26.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції.
ДК №2541 від 26 червня 2006 р.