

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – МКР.1993 «С» 2022.12.30.40 ПЗ

Паламарчук Іван Сергійович

2023

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – МКР.1993 «С» 2022.12.30.40 ПЗ

Паламарчук Іван Сергійович

2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
**НУБІП України**  
Механіко-технологічний факультет

УДК 629.3.042/047:656.135

**ПОГОДЖЕНО**  
Декан факультету (Директор ННІ)  
механіко – технологічний факультет  
(назва факультету (ННІ))  
**Братішко В.В.**  
(підпис) (ПІБ)  
“ ” 2023 р.

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**  
Завідувач кафедри  
тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів  
(назва кафедри)  
**Калінін Є.І.**  
(підпис) (ПІБ)  
“ ” 2023 р.

**НУБІП України**  
МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
на тему: «Методика вдосконалення конструкції кабін вантажних автомобілів для  
забезпечення вимог пасивної безпеки»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»  
(код назва)  
Освітня програма Агроінженерія  
(назва)  
Орієнтація освітньої програми \_\_\_\_\_  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

**НУБІП України**  
Гарант освітньої програми

д.т.н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

**НУБІП України**  
Керівник дипломного проєкту бакалавра

д.т.н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

**НУБІП України**  
Виконав Паламарчук Іван Сергійович  
(підпис) (ПІБ)  
КИЇВ – 2023

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів, автомобілів та

біоенергоресурсів

д.т.н., проф.  
(наук. ступ., вч. звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

2023 р.

## ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи Студенту

Паламарчуку Івану Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Спеціальність

208 «Агроінженерія»

(код назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Методика вдосконалення конструкції кабін вантажних автомобілів для забезпечення вимог пасивної безпеки»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022р. №1993 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру:

01.10.2023

(рік, місяць, число)

**Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи:** сучасні несучі системи кабін та кузовів вантажних автомобілів (схеми, елементи); вимоги до пасивної безпеки кабін та кузовів вантажних автомобілів; сучасні підходи до побудови пасивних систем безпеки вантажних автомобілів

**Перелік питань які потрібно розробити**

Вступ. Аналіз стану питання на тему, постановка завдань дослідження. Особливості параметричної та топологічної оптимізації елементів конструкції автомобіля каркасного типу та параметрів наповнювачів при ударному впливі з погляду пасивної безпеки та маси. Метод удосконалення конструкцій кабін автомобілів для задоволення вимог щодо пасивної безпеки за мінімальної маси. Висновки.

**Перелік графічного матеріалу:** Принципи побудови систем пасивної безпеки. Визначення раціональних скінченно-елементних моделей кабін та їх елементів. Визначення раціональних методів оптимізації. Експериментальні дослідження. Запропоновані принципи формування пасивної безпеки. Приклад використання методики. Висновки.

Дата видачі завдання «09» січня 2023 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Калінін Є.І.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Паламарчук І.С.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 89 сторінках пояснювальної записки і 16 слайдах презентації та ілюстрована 61 рисунком.

Пояснювальна записка складається із вступу, 3 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Методика вдосконалення конструкції кабін вантажних автомобілів для забезпечення вимог пасивної безпеки».

Об'єктом дослідження є пасивна безпека елементів вантажного автомобіля.

Метою роботи є покращення параметрів конструкцій кабін вантажних автомобілів та їх елементів на стадії проектування на базі топологічної та параметричної оптимізації для забезпечення вимог міжнародних та національних правил пасивної безпеки та мінімізації маси.

У кваліфікаційній роботі розроблено методику вдосконалення конструкцій кабін вантажних автомобілів та їх елементів на стадії проектування на базі топологічної та параметричної оптимізації для забезпечення вимог міжнародних (Правила ЄЕК ООН №29) та національних правил (VVFS 2003:29 «Шведські норми») щодо пасивної безпеки та мінімізації маси. Запропоновано раціональні скінченно-елементні моделі для ефективного пошуку оптимальних рішень, що дозволяють отримувати результати з прийнятною точністю при скороченні часу розрахунку.

Ключові слова: вантажний автомобіль, пасивна безпека, руйнування, піноалюміній, напруження, кабіна.

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ НА ТЕМУ ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	7
1.1. Загальні проблеми дослідження пасивної безпеки.....	7
1.2. Аналіз конструкцій кабін вантажних автомобілів.....	10
1.3. Аналіз методів дослідження пасивної безпеки кабін вантажних автомобілів.....	12
1.3.1. Експериментальні методи.....	13
1.3.2. Розрахункові методи.....	16
1.4. Огляд пористих алюмінієвих матеріалів та їх фізико-механічних властивостей.....	18
1.4.1. Методи одержання піноматеріалів.....	20
1.4.2. Основні фізико-механічні властивості піноматеріалів.....	21
1.4.3. Механічні властивості пінометалів.....	22
1.4.4. Енергопоглинаючі властивості пінометалів.....	24
РОЗДІЛ 2 ОСОБЛИВОСТІ ПАРАМЕТРИЧНОЇ ТА ТОПОЛОГІЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ АВТОМОБІЛЯ КАРКАСНОГО ТИПУ ТА ПАРАМЕТРІВ НАПОВНЮВАЧІВ ПРИ УДАРНОМУ ВПЛИВІ З ПОГЛЯДУ ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ ТА МАСИ.....	25
2.1. Топологічна оптимізація конструкції бампера автомобіля при ударному впливі з позицій пасивної безпеки та маси.....	25
2.1.1. Аналіз результатів моделювання ударного впливу.....	27
2.1.2. Постановка задачі топологічної оптимізації.....	29
2.1.3. Аналіз результатів оптимізації.....	30
2.2. Дослідження ефективності алгоритмів параметричної оптимізації на прикладі автомобільного бампера.....	34
2.2.1. Постановка та розв'язок задачі параметричної оптимізації автомобільного бампера.....	37

2.2.2. Аналіз результатів застосування різних метамоделей для параметричної оптимізації бампера.....	39
2.3. Дослідження впливу параметрів наповнювача на жорсткість елементів каркасного типу.....	42
2.3.1. Моделювання наповнених труб з алюмінієвого сплаву за допомогою методу скінченних елементів у програмі LS-DYNA.....	43
2.3.2. Верифікації теоретичних положень.....	46
2.4. Підвищення ефективності застосування наповнювачів.....	50
2.5. Параметрична оптимізація конструкції бампера автомобіля при ударному впливі з позицій пасивної безпеки та маси.....	57
2.5.1. Постановка завдання ударної дії.....	59
2.5.2. Постановка задачі оптимізації.....	61
РОЗДІЛ 3 МЕТОД УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ КАБІН АВТОМОБІЛІВ ДЛЯ ЗАДОВОЛЕННЯ ВИМОГ ЩОДО ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ ЗА МІНІМАЛЬНОЇ МАСИ.....	
3.1. Основні положення методу.....	66
3.2. Застосування розробленої методики на прикладі кабіни КАМАЗ.....	71
3.2.1. Аналіз результатів розрахунку вихідної моделі кабіни КАМАЗ та оцінка відповідності вимогам правил щодо пасивної безпеки.....	71
3.2.2. Постановка задачі топологічної оптимізації.....	74
3.2.3. Доробка кабіни за допомогою накладок.....	76
3.2.4. Доробка кабіни за допомогою наповнювача та накладок.....	78
3.2.5. Доопрацювання задньої частини кабіни.....	80
ВИСНОВКИ.....	84
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	86

Підвищення вимог щодо забезпечення пасивної безпеки людей в автомобілі є найважливішим завданням для конструкторів, які працюють у цій сфері. Збільшення кількості автомобілів, швидкості руху по міських вулицях і на шосе, зростання вантажонідоємності автомобілів, що знову розробляються, веде до необхідності створення кабін вантажних автомобілів, що відповідають вимогам пасивної безпеки при мінімальній масі і достатній жорсткості та міцності.

Стосовно кабін вантажних автомобілів одним із найскладніших режимів є удар і саме в передню частину. При цьому має місце контакт конструкції з об'єктом, у її елементах відбувається втрата стійкості, змінання, вигин, з'являються пластичні шарніри та ін.

Випробування автомобілів на пасивну безпеку – завдання складне і дороге, тому доцільно максимально використовувати можливості сучасного розрахункового аналізу на основі комп'ютерного моделювання для зменшення витрат часу та коштів на розробку конструкції. Такі завдання вирішуються методом скінчених елементів (МСЕ) з допомогою явного способу розв'язання диференціальних рівнянь.

Оскільки пасивна безпека, насамперед, визначається ударно-міцнісними властивостями kabіни автомобіля, це має враховуватися вже на ранніх стадіях проектування, коли неможливі натурні випробування.

Таким чином, тема цієї наукової роботи, що присвячена розробці методики вдосконалення конструкцій кабін вантажних автомобілів на стадії проектування з метою задоволення вимог пасивної безпеки та мінімізації маси, є актуальною.

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ НА ТЕМУ. ПОСТАНОВКА

### ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### 1.1. Загальні проблеми дослідження пасивної безпеки

Безпеку автомобіля можна розділити на два основні типи: активна безпека – властивість автомобіля запобігати дорожньо-транспортним пригодам (ДТП) або знижувати ймовірність їх виникнення, пасивна безпека – властивість автомобіля зменшувати тяжкість ДТП, що проявляється у період, коли водій не в змозі запобігти ДТП.

Кожен новостворений автомобіль повинен відповідати вимогам пасивної безпеки, для цього проводяться краш-тести, спрямовані на оцінку відповідності вимогам [1, 2].

За наявними даними у ДТП у 2021 році в Європі загинуло близько 31 100 осіб у 27 країнах Євросоюзу [3, 4, 5], що на 15% менше, ніж 2020 року.

Тенденція зниження кількості загиблих спостерігається упродовж останніх 20 років. Це пов'язано зі значним покращенням інфраструктури міст, зі зростанням безпеки транспортних засобів, з покращенням культури керування та поведінкою учасників руху на дорозі. Водії та пасажирки частіше стали користуватися ременями безпеки, менше перевищувати швидкість та сідати за кермо у нетверезому вигляді.

Зменшення кількості ДТП зі смертельними наслідками майже на 60% (за 20 років) у Євросоюзі (у 27 країнах) є вражаючим доказом узгоджених зусиль автомобільних інженерів, політиків, державних структур та громадян. Проте подальші зусилля у цьому напрямі необхідно продовжити. У країнах Євросоюзу з 2020 по 2021 роки близько 1659240 осіб у середньому було незначно, серйозно чи смертельно поранено у всіх типах ДТП.

На початку року в Україні опублікувало статистику аварійності за 2022 рік. За минулий рік на дорогах України сталося 203603 ДТП із постраждалими (зростання на 1,9%), у яких 27995 людей загинули (+0,1%) та 258554 отримали поранення (зростання на 2,7%). Причини ДТП в Україні



за 2022 рік: порушення правил дорожнього руху (ПДР) водіями транспортних засобів – 85% (зокрема, які перебували у стані сп'яніння).

З них: 25% ДТП відбувається через недотримання швидкісного режиму водіями на дорогах; 15% ДТП відбувається через порушення правил проїзду перехрестя; 10% ДТП займає виїзд на зустрічну смугу руху; через порушення правил дорожнього руху водіями транспортних засобів у стані сп'яніння – 6%; через порушення ПДР пішоходами – 16%; через незадовільний стан вулиць та доріг – 21%; через експлуатацію технічно несправних транспортних засобів – 6%.

Сума часток більше 100%, оскільки в деяких ДТП задіяно більше однієї причини.

Найбільш частим видом ДТП є зіткнення вантажного автомобіля з іншими транспортними засобами (в основному легковими автомобілями) та людиною. Основні види ДТП:

- зіткнення;
- перекидання;
- наїзд на транспортний засіб, що стоїть;
- наїзд на перешкоду;
- наїзд на пішохода;
- наїзд на велосипедиста;
- наїзд на гужовий транспорт;
- наїзд на тварину;
- падіння пасажирів.

Грунтуючись на статистичних даних типу та характеру ДТП в Україні та Європейському союзі, було прийнято постанови, що регламентують пасивну безпеку транспортних засобів.

В даний час кожен автомобіль, що знову розробляється, повинен задовольняти всім вимогам з пасивної безпеки, основними з яких є правила єдиної економічної комісії при ООН (ЄЕК ООН). На основі цих правил було розроблено вітчизняні вимоги та норми безпеки автотранспортних засобів.

На пасивну безпеку автомобіля впливає безліч конструктивних та технологічних факторів. На їх основі можна створити систему забезпечення та управління пасивною безпекою, яка необхідна на стадії проектування, оскільки на цій стадії є можливості доводити та оптимізувати конструкцію окремих елементів та конструкції загалом.

Критерії оптимізації формуються на основі проведених досліджень механізмів травмування та біомеханіки руху людини під час ДТП. Прийнято використовувати чотири основні критерії пасивної безпеки: деформації конструкції; ймовірність викидання людини; займистість; перевантаження.

Грунтуючись на проведеному аналізі, можна зробити висновок, що ударно-міцнісні властивості конструкції дозволяють зберегти життєвий простір усередині кабіни автомобіля, при цьому основна вимога полягає в тому, що в нього не повинні проникати деталі при аваріях. Залишковий життєвий простір оцінюється за результатами деформування конструкції, і він повинен перевищувати певних значень.

Розміри життєвого простору, у якому забезпечується збереження життєдіяльності закріпленої на сидінні людини, регламентуються стандартами. Як приклад на рис. 1.1 представлено зону рекомендованого життєвого простору згідно з нормами, прийнятими в Європі та США [7].

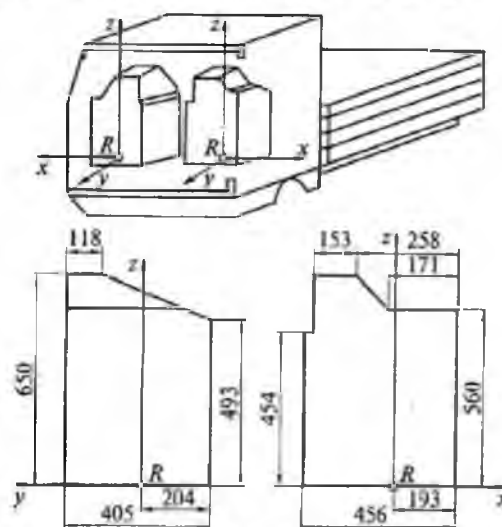


Рисунок 1.1 – Життєвий простір у кабіні вантажного автомобіля

Збереження залишкового життєвого простору необхідних розмірів забезпечується ударно-міцносними властивостями кабін вантажних автомобілів та усуненням можливості травмування людей деталями та елементами внутрішньої обшивки кабіни.

## 1.2. Аналіз конструкції кабіни вантажних автомобілів

Для розробки методики створення кабін вантажних автомобілів за вимогами пасивної безпеки насамперед необхідно класифікувати їх за конструктивними особливостями, які необхідно враховувати у процесі дослідження. Існує велика різноманітність конструкцій кабін, це пов'язано з різними умовами експлуатації.

Особливу увагу варто приділити варіантам компоновання: капотні та безкапотні та технологічному виконанню: каркасні та безкаркасні.

Конструкція кабіни вантажного автомобіля КамАЗ показана на рис.

### 1.2.

Кабіни вантажних автомобілів найчастіше складаються з наступних елементів: основи, передніх та задніх стінок, даху. Бічні стінки майже відсутні через наявність дверних прорізів, які займають велику площу на бічних стінках. Двері кабін вантажних автомобілів, як і двері легкових автомобілів, складаються із двох приварених один до одного панелей зовнішньої та внутрішньої.

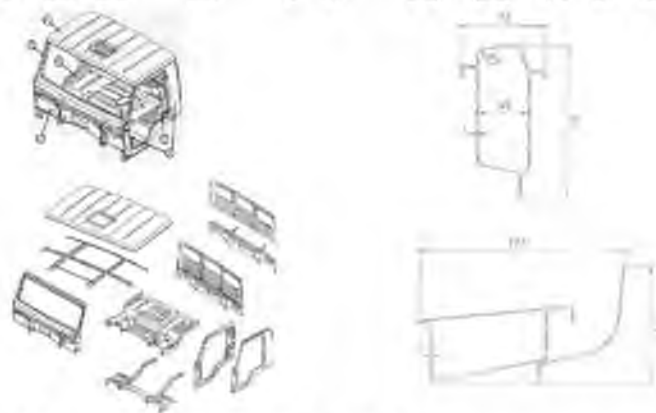


Рисунок 1.2 – Конструкція кабіни вантажного автомобіля КамАЗ

Для встановлення кабін на несучу основу (рама вантажного автомобіля) використовують три або чотири опори, рідше кабінну кріплять по контуру основи. З метою зменшення впливу навантажень при русі опори kabіни роблять пружно-демпфуючими, поєднують пружний елемент у вигляді пружини і амортизатору, що демпфує.

Конструкції кабін найчастіше залежать від умов експлуатації та видів аварійних ситуацій, у які дані вантажні автомобілі можуть потрапляти.

Наприклад, для деяких автомобілів обов'язковою вимогою є хороший огляд як спереду, так і ззаду.

Каркас kabіни виготовляється зварюванням із сталевих листів спеціального профілю. Стінки та дах штамнують з листової сталі товщиною 0,8-1,2 мм [9, 10]. Для збільшення жорсткості стінок, особливо в безкаркасних kabінах, робляться виштампування і додаються ребра жорсткості. Основа kabіни виготовляється із сталевих листів товщиною 2...5 мм, до нього приварюються лонжерони, товщина яких так само, як і основи варіюється від 2 до 5 мм.

Визначальними факторами конструкції kabіни, крім умов експлуатації, є аварійні ситуації, які найчастіше відбуваються з цим типом машин.

Безпека, оглядовість та ергономічність – це три основні фактори, на яких базуються під час створення кабін вантажних автомобілів. В даний час все більшу роль починає відігравати екстер'єр, який вносить свої особливості в конструкцію kabіни. Дизайнери, що займаються зовнішнім виглядом kabіни, додають різні елементи, які завжди позитивно впливають на пасивну безпеку вантажного автомобіля. Типові конструкції кабін вантажних автомобілів представлені на рис. 1.3, 1.4.



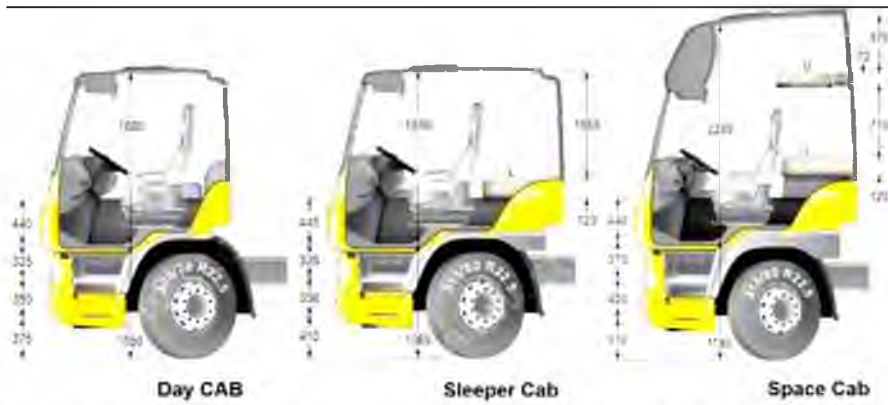


Рисунок 1.3 – Варіанти кабін вантажних автомобілів



Рисунок 1.4 – Зовнішній вигляд кабін вантажних автомобілів

### 1.3. Аналіз методів дослідження пасивної безпеки кабін вантажних автомобілів

Оцінка деформованого стану кабін вантажних автомобілів, виявлення елементів з найменшою жорсткістю і зрештою загальна оцінка пасивної безпеки при зіткненнях є складним завданням, що потребує особливого підходу та навичок інженера-конструктора. Приклади деформованого стану кабін представлені на рис. 1.5.



Рисунок 1.5 – Приклади кабін вантажівок після аварії

Методи дослідження пасивної безпеки конструкцій кабін вантажних автомобілів можна розділити на: експериментальні, розрахункові та розрахунково-експериментальні.

### 1.3.1. Експериментальні методи

Експериментальні методи насамперед націлені на проведення повноцінних випробувань об'єктів у натуральну величину відповідно до стандартів безпеки. Існують різні типи стандартів залежно від країни, де відбувається сертифікація автомобіля, але всі вони регламентують умови проведення випробувань та методики оцінки результатів.

Світовими вважаються правила ЄЕК ООН, але поряд з ними існують і національні правила, найчастіше національні правила є більш жорсткими та вимогливими до конструкцій автомобілів, наприклад шведські або американські правила з пасивної безпеки. Методики випробувань на пасивну безпеку конструкції покликані моделювати сценарії реальних аварійних ситуацій, показаних на рис. 1.6.

Що стосується кабін вантажних автомобілів, такими ситуаціями є фронтальний удар по передній частині, удар по кабіні вантажем, що зірвався ззаду, при гальмуванні вантажем і перекидання автомобіля.

Відповідно до вимог ДСТУ 41.29-99 ці ситуації зведені до трьох видів випробувань, які показані на рис. 1.7, а.





Рисунок 1.6 Приклади кабін після натурних випробувань

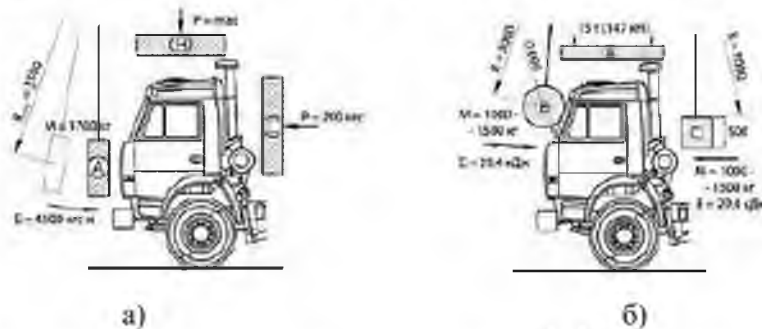


Рисунок 1.7 – Види випробувань кабіни за ДСТУ 41.29-99 (а) та за VVFS 2003:29 («Шведські норми») (б)

При випробуванні «А» по кабіні, встановленій та закріпленій на транспортному засобі, проводиться удар маятником по передній частині із заданими розмірами та кінетичною енергією. При випробуванні «В» через жорстку плиту до конструкції прикладається вертикальне навантаження заданої величини, але не перевищує значення максимального навантаження на передню вісь транспортного засобу. При випробуванні «С» задня стінка кабіни через жорстку плиту навантажується горизонтальною силою. Після проведення кожного виду випробувань у кабіні повинен залишатися залишковий простір, у якому на сидінні, встановленому в середньому положенні, може поміститися, не приходячи в контакт з жорстко закріпленими частинами, манекен антропометричний.

У деталях кріплення кабіни до рами можуть спостерігатися деформації та злами, проте кабіна повинна залишатися прикріпленою до рами.

Характеристики пасивної безпеки кабіни відповідно до шведських норм VVFS 2003:29 [7] перевіряються проведенням наступних випробувань, як показано на рис. 1.7, б:

випробування А. Квазистатичне навантаження на дах кабіни;

випробування В. Удар циліндричним маятником по передній стійці кабіни під кутом 15 градусів;

випробування С. Удар прямокутним маятником по задній стійці кабіни.

Кабіна вважається такою, що витримала всі види випробувань, якщо

дотримано наступних умов:

- у несучій конструкції кабіни або деталей, а також вузлах кріплення не відбулося руйнувань і не утворилися значні тріщини або деформації;

- у кабіні залишається життєвий простір для водія та пасажирів;

- при ударі маятником вся енергія удару витрачається (поглинається) кабіною, при цьому не відбувається прослизання маятника по даху.

Наразі в рамках Женевської угоди розроблено серію поправок до міжнародного стандарту правил ЄЕК ООН № 29, який регламентує

процедуру випробувань та технічні вимоги, що пред'являються до кабін

вантажовиків щодо їх ударно-міцнісних властивостей для забезпечення безпеки водія та пасажирів в умовах зіткнення та перекидання [10, 12, 13]

Додавання 28 до Правил № 29 [14] показано на рис. 1.8.

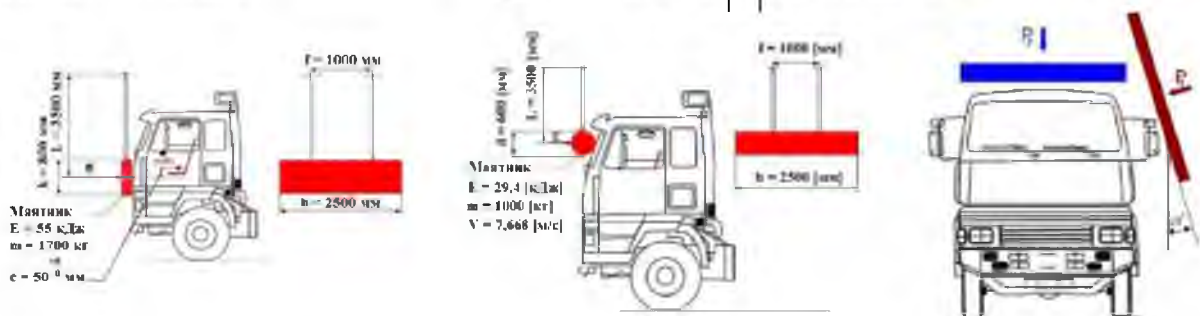


Рисунок 1.8 – Схема випробувань за Додаваннями 28 до Правил ЄЕК

ООН № 29



До недоліків експериментальних методів можна віднести необхідність проведення випробувань на повномасштабній моделі, що є дорогим та трудомістким процесом. Тому починаючи з 60-х років 20 століття поширення набули випробування на моделях у зменшеному масштабі. Як показав досвід, найбільш ефективними моделями є моделі наполовину повномасштабного зразка. Основна перевага такого роду моделей полягає в тому, що на їх розробку та виготовлення потрібно менше часу. Однак у них є й недоліки, до яких можна віднести неможливість дотриматися всіх співвідношення розмірів, що й у повномасштабного зразка у відповідність до теорії подібності.

Наприклад, на масштабній моделі буває складно витримати товщини листів, місця та геометричні розміри штампувань та ребер, особливо якщо вони дуже маленькі. Для масштабних моделей не можна змінити прискорення сили тяжіння, що впливає на колювання у поздовжній площині, або матеріал деталей може виявитися чутливим до швидкості деформування, тоді як процеси в масштабних моделях протікають дуже швидко.

У експериментальних методів, крім вартості виготовлення прототипів і моделей, існує ще один значний недолік. Усі експериментальні дослідження дозволяють отримати лише загальне уявлення про деформований етап кабіни після випробування. Це необхідно у випадку, якщо кабіна спочатку задовольняла вимогам пасивної безпеки і була потрібна лише перевірка для проходження сертифікації, але у разі незадовільних результатів випробувань важко встановити причини, з яких це сталося і виробити підходи до того, як удосконалювати конструкцію надалі.

### 1.3.2. Розрахункові методи

Розрахункові методи дослідження пасивної безпеки кабін вантажних автомобілів дозволяють оцінити несучу здатність на початковій стадії

проектування. Вони дозволяють при значно менших витратах часу на підготовку та проведення віртуального експерименту отримати результати НДЄ кабіни.

Також вони дозволяють швидко опрацювати різні варіанти конструкцій кузовів і кабін автомобілів. Розрахункова оцінка пасивної безпеки кузовів або кабін може бути здійснена одним із чотирьох способів:

- інженерним методом розрахунку [10];
- методом послідовних наближень [11];

- нелінійним розрахунком у статичі та динаміці на основі МСЕ [15, 16, 17, 19 – 23].

Швидкий розвиток ПК призвів до стрімкого розвитку чисельних методів розрахунку визначення міцності і жорсткості елементів конструкцій автомобіля зокрема і з пасивної безпеки. Найбільш поширеними є підходи, що ґрунтуються на методі скінченних елементів [18, 19].

МСЕ дозволяє врахувати різні типи нелінійностей, такі як: геометричну, фізичну нелінійність, контакт між частинами конструкції.

Для вирішення подібних завдань найчастіше застосовується алгоритм покрокового навантаження, коли зовнішнє розрахункове навантаження розбивається на невеликі інтервали та послідовно прикладається до конструкції. При цьому на будь-якому послідовно виконуваному кроці розрахунку навантаження поступово зростає, а на останньому кроці досягає остаточного значення. На кожному такому етапі поведінку конструкції вважають лінійною; на стадії наближення до граничного навантаження пружно-пластичні характеристики матеріалу коригуються відповідно до діаграми розтягування-стиснення.

Процес рішення, пов'язаний з поступовим прикладанням навантаження, можна інтерпретувати наступним чином – у кожний момент часу до конструкції прикладається частка від усього навантаження, конструкція деформується під впливом зовнішніх сил і далі до неї знову прикладається навантаження, що відповідає наступному кроку

навантаження, і так процес триває доки до конструкції не буде прикладено все зовнішнє навантаження. Процес розрахунку не є труднощами для розрахунку енергії деформації, необхідної для оцінки захисних властивостей конструкції.

Але МСЕ має свої недоліки. Насамперед це високі вимоги до кваліфікації інженера, оскільки на даний момент не існує універсальної методики побудови сітки скінченних елементів через індивідуальний підхід до кожної конструкції.

Починаючи з другої половини минулого століття, було проведено велику кількість експериментальних та теоретичних досліджень, присвячених проблемі пасивної безпеки.

Точність розв'язання задач методом скінченних елементів залежить від сіткової моделі та значною мірою від кількості та розміру тимчасового кроку, на які діляться зовнішнє навантаження. Нерідко для досягнення заданої точності доводиться використовувати відносно малі тимчасові кроки та їх велике число. При цьому час розв'язання задачі знаходиться у прямій залежності від числа кроків та розмірності СЕМ, чим менший розмір СЕ, тим вища точність результатів розрахунку.

#### 1.4. Огляд пористих алюмінієвих матеріалів та їх фізико-механічних властивостей

Піноматеріали – матеріали, одержувані шляхом вспінювання базового, вихідного матеріалу. Завдяки своїй комірковій структурі вони набагато краще оприймають енергію при деформаціях [4, 5], ніж однорідні монолітні матеріали. Це з утворенням пластичних деформацій і зминанням пір всередині самого матеріалу, на відміну від гомогенного матеріалу, у якого остаточне ущільнення відбувається при малих деформаціях. Кращими енергопоглинаючими піноматеріалами є пінометали, при цьому вони ще володіють високими питомими та жорсткісними показниками.

В літературі представлена інформація щодо пінометалів, одержуваних на основі наступних матеріалів: алюміній, мідь, цинк, титан. Особливе місце серед зазначених вище матеріалів займає алюміній, а відповідно, і пеноалюміній. Пов'язано це з тим, що піноалюміній при своїй малій щільності має хороші властивості енергопоглинання, вартість базового матеріалу невелика в порівнянні з іншими типами матеріалів, що використовуються для спінування. Існують приклади використання піноалюмінію в елементах конструкції автомобілів, які показані на рис. 1.9.



Рисунок 1.9 – Вразки піноалюмінію

Піноалюміній в конструкціях автомобілів дозволяє при незначному збільшенні маси покращити механічні властивості конструкції, застосування даного матеріалу дозволять поліпшити демпфуючі властивості деталей, наприклад, зубчастих колес. Піноалюміній не горючий, застосовується в широкому діапазоні температур, легко обробляється металорізальним інструментом, склеюється, зварюється. Його властивості можна цілеспрямовано змінювати за рахунок створення різної структури пір, складу сплаву, густину [6].

З піноалюмінію можна виготовляти готові деталі та заготовки для подальшої механічної обробки, широкого поширення набули сендвіч-панелі, що складаються з твердого зовнішнього та внутрішнього шарів та пористого наповнювача. Застосування таких панелей дозволяє отримати оптимальні характеристики щодо співвідношення енергосмітність-маса.

#### 1.4.1. Методи одержання піноматеріалів

Існує п'ять різних способів одержання пінометалів у промислових масштабах [6]:

1. Продування газом крізь розплавлений Al-SiC або Al-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> сплав.

Цей метод застосовується для Al- і Mg-сплавів;

2. Введення в розплавлений сплав гідриду титану (TiH<sub>2</sub>) з наступним динамічним перемішуванням, нагріванням та контролем тиску під час охолодження отриманого матеріалу. Подібний метод можна застосувати для

Al-сплавів;

3. Змішування металевого порошку (в основному алюмінієвого) з гідридом титану (TiH<sub>2</sub>), з наступним плавленням до кашеподібної консистенції. Цей метод застосовується для Al-, Zn-, Fe-, Pb-, Au-сплавів;

4. Змішування в ливарній формі піщано-глинистої суміші та полімерного порошку з подальшим випалюванням частинок полімеру та наповнення під тиском ливарної форми розплавленим металом. Подібний метод застосовується для Al-, Mg-, Ni-Cr, Cu-сплавів;

5. Осадження в газовій фазі або електролітичне осадження металу на полімерних частинках у спеченій суміші полімерного порошку та піщано-глинистої суміші з подальшим випалюванням полімеру. Метод застосовний для Ni, Ti - сплавів.

У свою чергу спінювання металу можна розділити на 4 класи, залежно від способу утворення пір:

1) за рахунок електроосадження у водному розчині;

2) створення пір у рідкому стані;

3) за рахунок випаровування;

4) створення пір у твердому стані.

Кожен спосіб застосовується тільки до певних типів металів і не підходить до інших, всі вони спрямовані на отримання матеріалу з меншою щільністю, ніж у базового, але варто відзначити, що діапазон варіювання щільності має строгі межі і залежить від розміру пір.

Існують піноматеріали з відкритими порами, але більшість у автомобілебудуванні мають закриту структуру. Тому вони дуже відрізняються за ціною, на сьогоднішній день вартість одного кілограма може варіюватися від 7000 до 12000 доларів. З цієї точки зору найпоширенішим і найефективнішим піноматеріалом є піноалюміній.

Нині в Україні піноалюміній, і навіть інші піноматеріали не виробляються. У вітчизняній науково-технічній літературі пористі матеріали представлені лише неметалевими матеріалами: поролон, пінополіуретан, матеріали на основі деревини. Яка-небудь інформація про конкретні марки пінометалів та їх фізико-механічні властивості відсутня.

Нижче подана інформація про піноматеріали є результатом аналізу іноземної літератури.

#### 1.4.2. Основні фізико-механічні властивості піноматеріалів

Фізико-механічні властивості піноматеріалів насамперед визначаються механічними характеристиками базових матеріалів, видом та розмірами пор [7, 8], оскільки в процесі деформування пори змінюються, у стінках виникають пластичні шарніри за рахунок чого відбувається поглинання зовнішньої енергії. Для опису відносної щільності пінометалу використовується величина пористості, що дорівнює  $m = 1 - \rho / \rho_s$ . В даний час у закордонній літературі зустрічаються напівемпіричні та емпіричні залежності, що дозволяють прогнозувати властивості пінометалів в залежності від їх відносної щільності та властивостей металу, з якого вони виготовлені [9–16].

Варто відзначити, що механічні властивості пористих металів в першу чергу залежать від типу, розміру пор та їх орієнтації в матеріалі. Вплив даних параметрів на властивості пінометалів складно прогнозувати, тому для їх обліку вводяться різні коефіцієнти поправки, які дозволяють описувати поведінку матеріалу під дією зовнішнього навантаження. Зокрема, пружно-пластичні властивості визначаються тим, який вид



деформації стінок пір є переважним при навантаженні – вигин, кручення або втрата стійкості, а це, у свою чергу, залежить від структури пінометалу. Різні типи внутрішньої структури пінометалів показані на рис. 1.10.

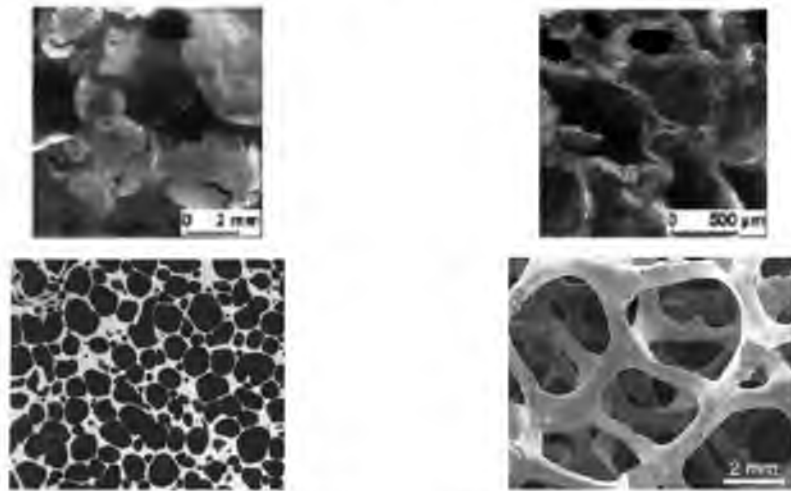


Рисунок 1.10 – Типи внутрішньої структури пінометалів

#### 1.4.3. Механічні властивості пінометалів

Типова крива навантаження в координатах деформація-напруження, що отримується при випробуванні на стиснення піноалюмінію, представлена на рис. 1.11.



Рисунок 1.11 – Схематична крива навантаження пінометалу

Аналіз кривої навантаження показує, що в початковий момент піноалюміній деформується практично лінійно, але по цій ділянці не можна визначити модуль пружності першого роду, оскільки вже при невеликих

деформаціях у стінках виникають пластичні деформації. Реальний модуль пружності найкраще визначати нахилом лінії розвантаження після досягнення піноалюмінієм напружень плинності.

Огляд літератури показав, що модуль пружності пінометалу при розтягуванні та стисканні може відрізнятися, це пов'язано з анізотропними властивостями піноматеріалів. Пори всередині металу можуть мати різну структуру в залежності від способу виробництва та виготовлення (наприклад, витягнутість пір у якомусь напрямку). Зазвичай модуль пружності при розтягуванні та стисканні може відрізнятися до 10%, при інших видах навантаження (згинальних) відмінність модуля пружності може сягати 25%.

У роботі [6] пропонується емпірична залежність, що зв'язує модуль пружності пінометалу з модулем пружності матеріалу стінок  $E_s$  і відносною густиною:

$$E \approx \alpha_2 E_s \left( \frac{\rho}{\rho_s} \right)^n, \quad (1.1)$$

де коефіцієнти  $n$  та  $\alpha_2$  залежать від структури пінометалу, і знаходяться в межах  $n = 1,8 \dots 2,2$ ,  $\alpha_2 = 0,1 \dots 4$ .

При досягненні напружень плинності  $\sigma_{pl}$  у пінометалів з відкритими осередками крива навантаження має тривалу практично горизонтальну ділянку. При стисканні на цій ділянці відбуваються пластичні деформації при згинанні ребер осередків. Для пінометалів із закритими осередками крива навантаження має більш складний характер, вона визначається деформаціями розтягувань стінок пір з подальшою втратою стійкості.

Полога ділянка кривої навантаження закінчується при досягненні деформації, при яких всі пори змінюються, тобто повністю ущільнюються  $\varepsilon_D$ , при цьому механічні властивості пінометалу наближаються до стану суцільного матеріалу. Починаючи з цього моменту, напруження в матеріалі починає швидко зростати при незначному збільшенні деформацій.



У роботі [6] пропонуються емпіричні залежності, що дозволяють визначити напруження пластичності  $\sigma_{pl}$  і деформацію ущільнення  $\varepsilon_D$  щодо відносної щільності пінометалу та напружень пластичності матеріалу стінок пір  $\sigma_{y,s}$ .

Для існуючих пінометалів емпіричні коефіцієнти лежать у межах:  $m = 1,5 \dots 2,0$ ;  $\alpha_1 = 1,4 \dots 2,0$ ;  $\alpha_3 = 0,25 \dots 0,35$ . Значення  $\sigma_{pl}$  і  $\varepsilon_D$  визначають енергопоглинаючі властивості пінометалу.

#### 1.4.4. Енергопоглинаючі властивості пінометалів

Ідеальний енергопоглинаючий матеріал повинен мати тривалу горизонтальну ділянку на графіку залежності напружень від деформацій при стисканні. Завдяки цій ділянці пінометал здатний переводити енергію, що надходить ззовні, в енергію свого пластичного деформування, не досягаючи при цьому деформації ущільнення  $\varepsilon_D$ .

Енергопоглинаючі властивості пінометалів характеризуються площею під кривою стиснення в координатах деформації-напруження, яка чисельно дорівнює енергії, що поглинається одиницею об'єму пінометалу.

Важливим параметром, що впливає на вибір того чи іншого пінометалу в якості поглинача, є величина напруження початку пластичних деформацій  $\sigma_{pl,2}$ , оскільки вона визначає ту межу, після якої матеріал починає втрачати несучу здатність, а конструкція перетворюється на механізм.

## РОЗДІЛ 2 ОСОБЛИВОСТІ ПАРАМЕТРИЧНОЇ ТА ТОПОЛОГІЧНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛЯ КАРКАСНОГО ТИПУ ТА ПАРАМЕТРІВ НАПОВНЮВАЧІВ ПРИ УДАРНОМУ ВПЛИВІ З ПОГЛЯДУ ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ ТА МАСИ

### 2.1. Топологічна оптимізація конструкції бампера автомобіля при ударному впливі з позицій пасивної безпеки та маси

Бампер є енергопоглинаючим пристроєм автомобіля у вигляді тонкостінного бруса, розташованого спереду. Згідно з проведеними дослідженнями [7], бампер при ударі може відчувати складний нелінійний характер поведінки, що має багато спільного з поведінкою каркасних елементів кабіни та кузовів. Зовнішній вигляд бампера та твердотільна модель показані на рис. 2.1.

Метою є розробка раціональної СЕМ бампера автомобіля з урахуванням особливостей конструкції, дослідження поведінки при ударі, що здійснюється відповідно до стандартів пасивної безпеки, зниження маси за рахунок топологічної оптимізації, оцінка отриманих результатів розрахунків з позицій похибок та трудовитрат на розробку та рішення за допомогою програмних комплексів, які реалізують МСЕ (LS-DYNA).

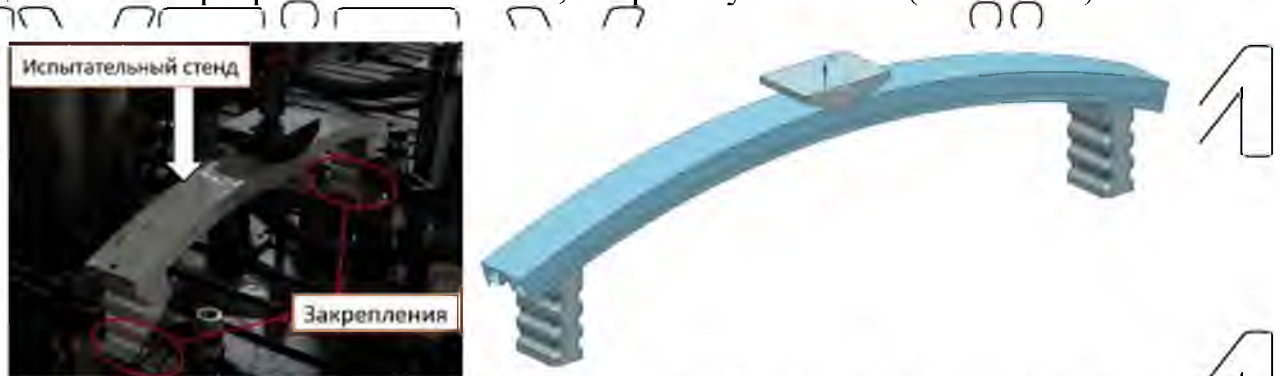


Рисунок 2.1 Зовнішній вигляд та твердотільна модель бампера  
Геометричні розміри, властивості матеріалів, умови взаємодії бампера та ударника докладно розглянуті у статті [8]

У роботі розглядається ударна взаємодія бампера з ударником. Бампер складається з двох частин: зовнішнього та внутрішнього силового елемента.

матеріал – сталь B410LA, товщина зовнішньої частини – 1,2 мм, внутрішньої частини – 1 мм. Бампер опирається на два коробчасті елементи матеріал яких – сталь B260LYD, товщина – 3,2 мм. Він жорстко закріплений у основі коробчатих елементів. Початкова швидкість ударника становить 10 м/с, маса ударника – 25 кг (кінетична енергія ударника – 1250 Дж). Загальна вага бампера – 4,5 кг.

Тип скінченного елемента (СЕ) бампера та опор – shell Belytschko-Tsay. Для обґрунтування необхідного розміру СЕ проводилося моделювання з різними розмірами з урахуванням проведених досліджень

[7]. СЕМ з різною мірою структурованості представлені на рис. 2.2.

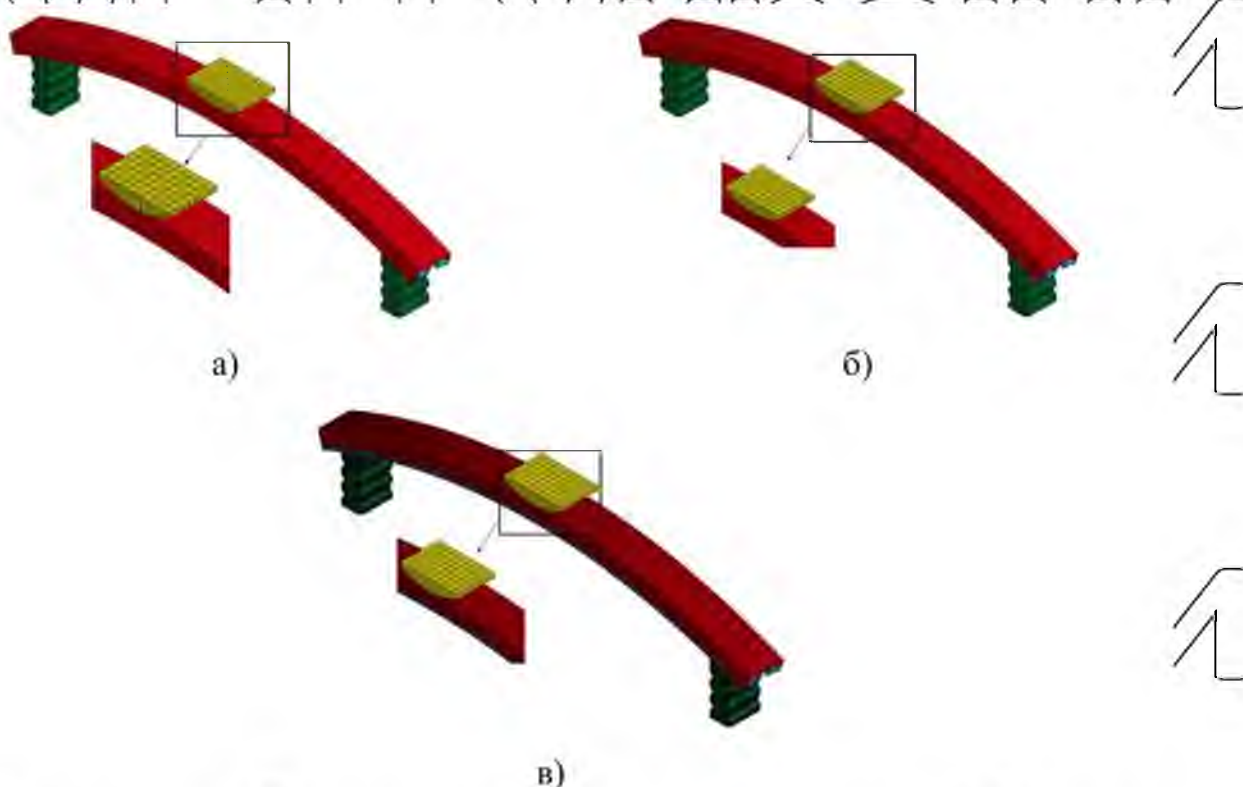


Рисунок 2.2 – Облункові СЕМ бампера нижчого (а), середнього (б) та вищого (в) рівнів

СЕМ бампера нижчого рівня (кількість вузлів 2610, кількість кінцевих елементів 2617, розміри елементів 30 мм) забезпечує одержання результатів з похибками 21,4% для зусиль у зоні контакту; СЕМ бампера середнього рівня (кількість вузлів 14124, число елементів 14203, розміри елементів 15 мм) – одержання результатів з похибками 12,5% для зусиль у зоні контакту;



СЕМ бампера вищого рівня (кількість вузлів 25850, число елементів 26147, розміри елементів 5 мм) – отримання результатів з похибками 3,5 % для зусиль у зоні контакту, що можна порівняти з похибками експериментальних досліджень.

При використанні СЕ з розміром 5 мм, СЕМ можна вважати найкращою з точки зору точності результатів (середня похибка не більше 3,5% порівняно з експериментом), але за співвідношенням точності розрахунку-витрачений машинний час, СЕМ середнього рівня є раціональною стосовно завдань топологічної оптимізації з огляду на те, що

характер деформації при використанні СЕМ середнього рівня ідентичний експериментальним. Рациональна СЕМ бампера та схема навантаження показані на рис. 2.3.

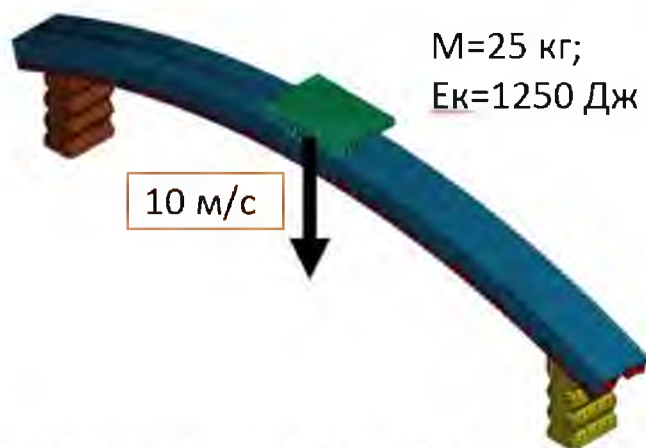


Рисунок 2.3 Оболонкова СЕМ та схема навантаження бампера з розміром СЕ 5 мм

Матеріали бампера та опорних елементів моделювалися як нелінійні з ізотропним зміцненням. Матеріал ударника – сталь із лінійними характеристиками. Час ударної взаємодії обмежувався на 0,025 с

### 2.1.1. Аналіз результатів моделювання ударного впливу

Результати моделювання завдання у явній постановці у програмі LS-DYNA показані на рис. 2.4.

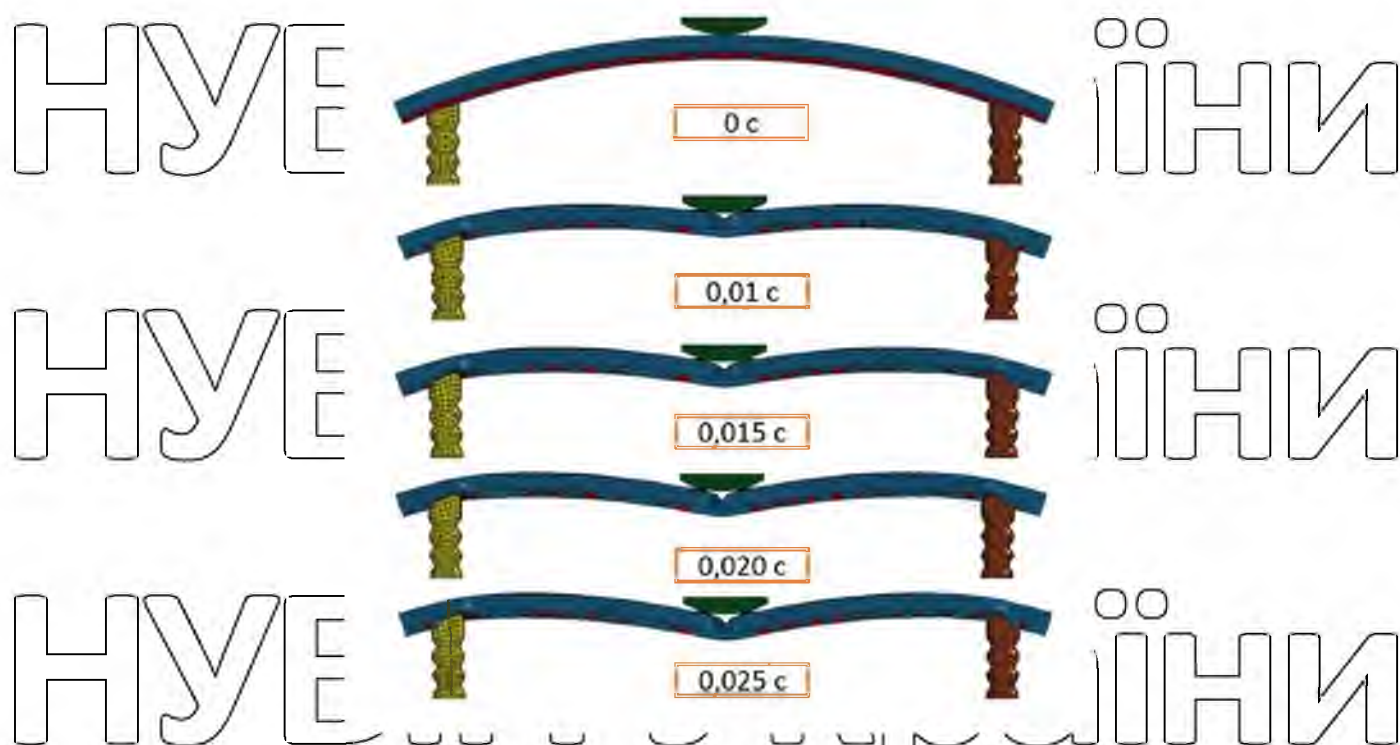


Рисунок 2.4 – Результати моделювання завдання удару бампера

Аналіз результатів моделювання дозволив зробити такі висновки:

- вся кінетична енергія ударника перейшла в пружну енергію деформації бампера та спор, швидкість ударника в момент часу 0,025 секунд дорівнює 0 м/с,

- у конструкції бампера в результаті взаємодії утворилися множинні пластичні деформації;

- максимальне переміщення ударника 115 мм;

- у конструкції виник пластичний шарнір (що призвело до втраги несучої здатності бампера, і, як наслідок, виникли великі переміщення ударника).

Грунтуючись на результатах розрахунку, було сформульовано завдання для проведення топологічної оптимізації:

- максимальне переміщення ударника не повинно перевищувати 100 мм;

- виникнення пластичного шарніру не допустиме;

- кінцева маса конструкції має бути мінімальною за збереження цілісності конструкції;



– енергія, поглинена конструкцією, має бути максимальною.

## 2.1.2. Постановка задачі топологічної оптимізації

Грунтуючись на поставлених завданнях, була створена СЕМ для топологічної оптимізації. Ця модель показана на рис. 2.5. Тип елемента бампера, що бере участь у оптимізації (область проектування) – solid hexa 8, розмір елемента 5...15 мм, матеріал бампера – сталь В410А з ізотропним зміцненням, сумарна кількість СЕ – 36686.

Для вирішення задачі топологічної оптимізації при ударному впливі використовувався метод гібридних осередків (hybrid cellular automaton (HCA) method), який є дуже ефективним [6]. Даний алгоритм реалізовано у додатку до програми LS-DYNA у модулі LS-TaSC. Також було проведено дослідження, спрямоване на визначення раціонального типу СЕ для моделювання області проектування. З цією метою було розглянуто три типи solid елементів: constant stress, fully integrated S/R, fully integrated quadratic 8 node element with nodal rotation (6 ступенів в свободі у вузлах).

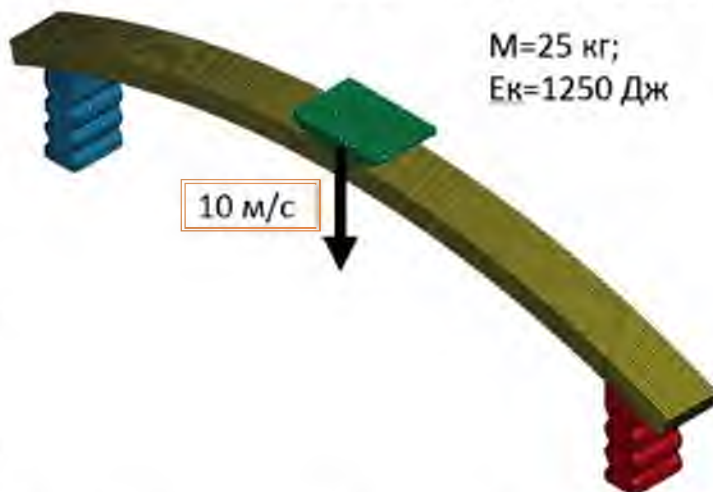


Рисунок 2.5 – СЕМ і схема навантаження бампера для оптимізації

В якості цільової функції оптимізації була обрана маса бампера.

На основі проведеного аналізу результатів вищеописаного рішення, а також рішення ідентичних модельних оптимізаційних завдань сформульовані такі обмеження та раціональні параметри завдання:

– обмеження максимального переміщення ударного елемента має бути не більше 100 мм;

– максимальна швидкість ударного елемента за весь час розрахунку повинна перевищувати значення 0 м/с (це необхідно для того, щоб конструкція повністю поглинула кінетичну енергію ударника);

– час розрахунку має бути не меншим  $t > 2l_{\max} / v_0$  (де  $l_{\max}$  – максимальне допустиме переміщення,  $v_0$  – початкова швидкість ударного елемента). Для цього розрахунку  $t = 0,025$  с (надмірне збільшення часу розрахунку може призвести до зайвих витрат машинного часу).

Слід зазначити, що метод дуже «чутливий» до призначення параметрів завдання топологічної оптимізації, в тому числі тривалість розв'язання. Однак завдання замалого кроку (інтервалу) за часом (для скорочення тривалості рішення) може призвести до неадекватних результатів через те, що конструкція не встигне поглинути всю кінетичну енергію при впадінні.

### 2.1.3. Аналіз результатів оптимізації

Остаточний результат вирішення задачі топологічної оптимізації методом гібридних осередків (НСА) у програмі LS-TaSC показаний на рис.

2.6.



Рисунок 2.6 – СЕМ бампера після топологічної оптимізації



Аналіз результатів показав, що раціональним типом СЕ для моделювання простору проектування за співвідношенням точність-час розрахунку є тип СЕ constant stress. Похибка розрахунку між елементами не перевищує 10%, при цьому машинний час розрахунку, необхідний для отримання прийнятного результату, становить 24 години, кількість ітерацій при топологічній оптимізації – 60. Результатом топологічної оптимізації є конструкція, середня частина якої в місці удару складається з двох пластин вертикальної перемички, гілки бампера представляють елементи типу стрижнів, які при ударі працюють на розтягування-стиск.

Отримана в результаті топологічної оптимізації СЕМ вимагає доопрацювання для практичного використання. Доопрацьована твердотільна модель представлена на рис. 2.7.



Рисунок 2.7 – Твердотільна модель бампера має товщину 1,9 мм, матеріал – сталь В410L A, загальна маса бампера з опорами становить 3,4 кг. Для перевірки того, що доопрацьована модель задовольняє сформульованим вище вимогам, було підготовлено СЕМ та вирішено завдання ударного впливу. СЕМ бампера та схема навантаження показані на рис. 2.8. Тип елемента бампера та опор – shell Belytschko-Tsay, розмір елемента – 5 мм, кількість елементів – 11523. Матеріали бампера та опорних елементів моделювалися як нелінійні з ізотропним зміцненням. Час розрахунку обмежувався – 0,03 с.



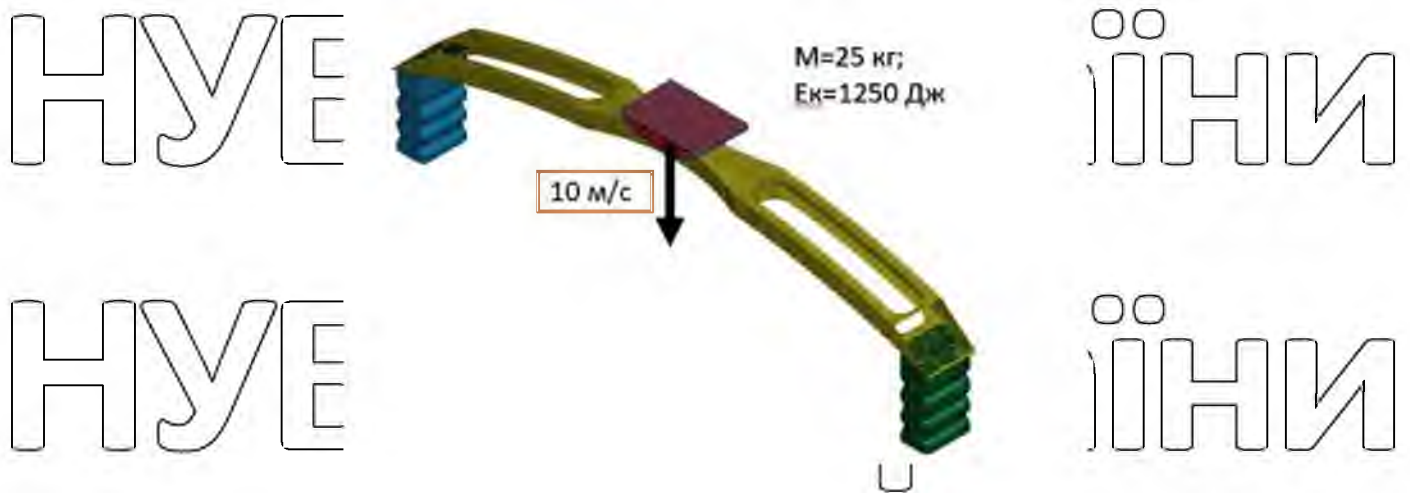


Рисунок 2.8 – Оболонкова СЕМ і схема навантаження допрацьованого

бампера

Результати моделювання задачі в явній постановці показані на рис. 2.9

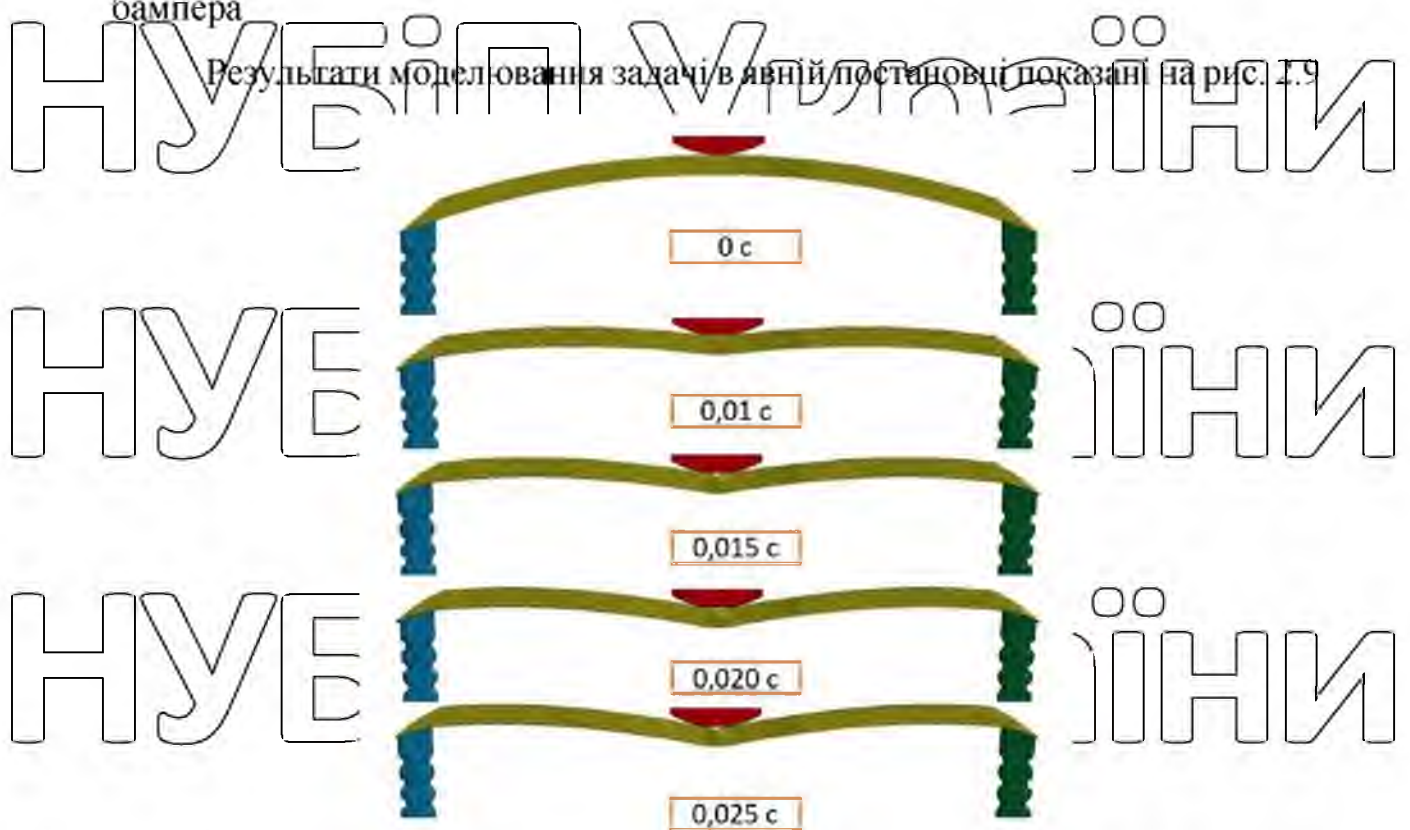


Рисунок 2.9 – Результати моделювання

За результатами моделювання можна зробити такі висновки:

– вся кінетична енергія ударника перейшла в пружну енергію деформації бампера та опор, швидкість ударника в момент часу 0,024 секунд дорівнює 0 м/с. Графік залежності швидкості ударника від часу показаний на рис. 2/10, а;

– максимальне переміщення ударника становить 110 мм, що менше переміщення, яке мала початкова конструкція – 115 мм. Графік залежності переміщення ударника від часу показаний на рис. 2.10, б,

– маса бампера 3,4 кг, що менше за масу первісної конструкції – 4,5 кг на 29,4%, при цьому жорсткість конструкції не змінилася.

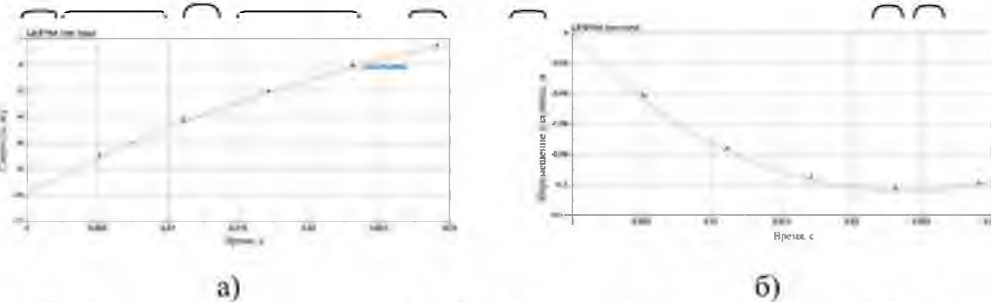


Рисунок 2.10 – Графіки змін за часом швидкість ударника (а) та його переміщення (б)

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки: для розрахунків тонкостінних конструкцій типу бамперів автомобілів рекомендується використовувати SE типу shell Belytschko-Tsay з розмірами SE до 5 мм (при цьому середня похибка становить 3,5% порівняно з експериментом). За значеннями трудовитрат на її створення та розв'язання задачі та за похибками результатів такі моделі можна вважати раціональними, для оптимізаційних розрахунків можна використовувати CEM середнього рівня з розмірами SE 10...15 мм та типом solid constant stress, оскільки поведінка такої моделі ідентична поведінці реальної конструкції (при цьому витрати машинного часу значно менші, ніж для CEM вищого рівня); метод гібридних осередків (HCA) у програмі LS-TaSC застосовний для розв'язання задач оптимізації конструкцій по масі, проте даний метод дуже «чутливий» до призначення обмежень та параметрів задачі; отримана в результаті топологічної оптимізації CEM вимагає доопрацювання для практичного використання та перевірки того, що доопрацьована модель задовольняє вихідні вимоги. Отримана модель має масу на 29% менше, ніж вихідна конструкція за збереження параметрів жорсткості та енергоємності.

## 2.2. Дослідження ефективності алгоритмів параметричної оптимізації на прикладі автомобільного бампера

В даний час розвиток автомобілебудування досяг такого рівня, що неможливо уявити подальше вдосконалення конетрукцій без використання різних типів оптимізації, особливо в галузі, пов'язаної з пасивною безпекою.

Принципово існує два підходи для параметричної оптимізації: прямий метод (direct optimization) та оптимізація, заснована на побудові метамоделі (metamodel-based). Прямі методи застосовуються для вирішення

однокритеріальних завдань із відносно малою кількістю змінних. Для

вирішення складних багатокритеріальних завдань з великою кількістю параметрів, що варіюються, доцільно застосовувати оптимізацію на основі метамоделі. Метамодель включає: спосіб вибору дослідів, побудова

поверхні відгуку, та подальший пошук мінімуму на її основі. Схема показана на рис. 2.11.

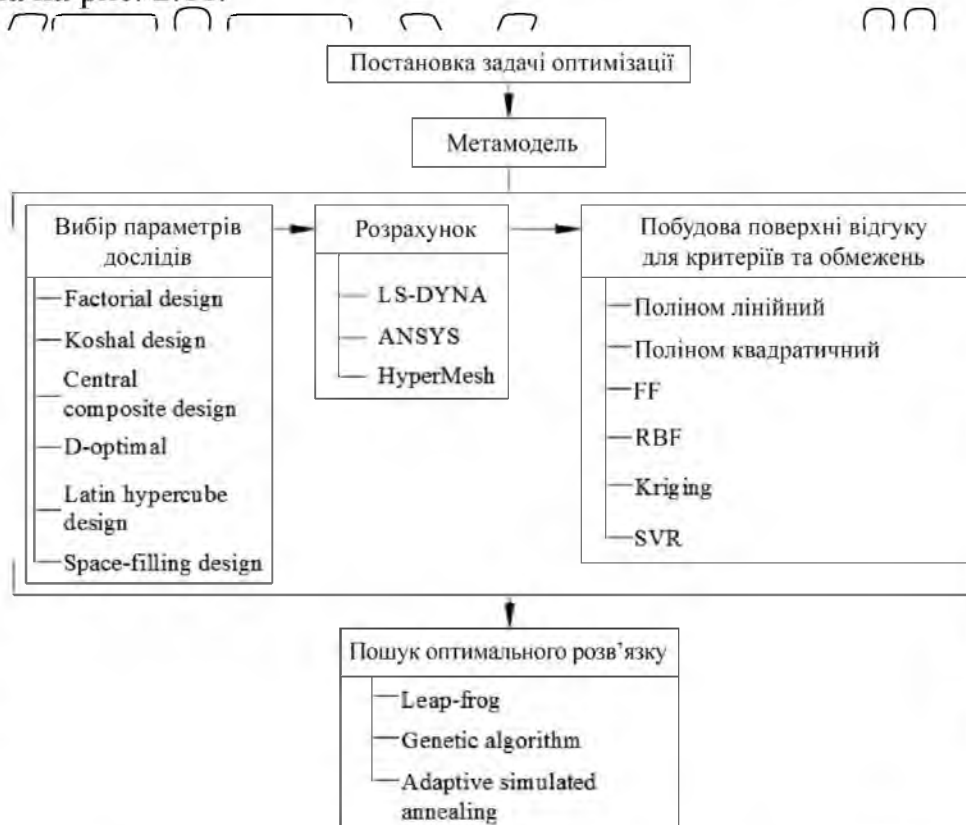


Рисунок 2.11. Схема параметричної оптимізації

У цій роботі розглядаються і порівнюються різні алгоритми параметричної оптимізації, засновані на побудові метамоделі (реалізовані в



програмі LS-OPT) для вирішення високонелінійних завдань швидкого протікання ударного характеру на прикладі бампера автомобіля.

Мета параграфа – вибір кращого алгоритму параметричної оптимізації (засновані на побудові поверхні відгуку метамоделі), стосовно процесів ударного впливу на несучі конструкції автомобілів для зниження їх маси та забезпечення задоволення вимог щодо пасивної безпеки автомобілів при прийнятній тривалості рішення та точності.

Для розв'язання задач параметричної оптимізації насамперед необхідно вибрати модель побудови поверхні відгуку. Вона може бути побудована у різний спосіб. У цій роботі розглядаються такі типи апроксимацій: поліноміальна лінійна та квадратична моделі; Штучні нейронмережі (ШНМ): feedforward neural network (FF), radial basis function network (RBF), kriging і регресійний метод support vector regression (SVR).

Найпростіший і найменш витратний, з погляду затрат машинного часу є лінійна поліноміальна модель. Вона будується шляхом апроксимації  $n$ -ої кількості результатів індивідуальних дослідів. Як показують розрахунки, точність лінійної моделі задовільна лише для проведення попередніх оцінок.

В основу моделей FF та RBF закладено принципи побудови ШНМ. ШНМ прямого поширення (FF) мають чітку багаторівневу топологію [8]. Кожен нейрон усереднює суму своїх входів за допомогою вагових коефіцієнтів і передає отримане значення через функцію передачі (активації) на вихід. Виходи кожного шару нейронів є входами наступного рівня. RBF використовує радіальні базисні функції як функції активації [8]. Виходом мережі є лінійна комбінація радіальних базисних функцій входів та параметрів нейрона.

Модель Kriging [8] – метод інтерполяції, для якого інтерполовані значення моделюються гауссівським процесом, що визначається попередніми коваріаціями.

SVR є варіантом методу опорних векторів. Він має досить хороші властивості узагальнення [9]. Замість мінімізації емпіричної нев'язки модель заснована на структурній мінімізації нев'язок.

На другому етапі потрібно вибрати кількість і параметри індивідуальних дослідів, які залежать від типу моделі відгуку, що розглядається. Сукупність дослідів та типу поверхні відгуку визначає метамодель для подальшої оптимізації.

Існує безліч способів вибору дослідів. З теорії планування експерименту відомі: factorial design (факторний експеримент), Koshal design, central composite design, D-optimal, Latin hypercube design, space-filling design.

Для повного факторного експерименту (ПФЕ) кількість дослідів розраховується за формулою  $N = m^n$ , де  $m$  – число рівнів кожного фактора,  $n$  – число факторів. До недоліків способу можна віднести його надмірність щодо кількості дослідів, що веде до нераціональних витрат часу.

Спосіб D-optimal використовує підмножину всіх можливих дослідів ПФЕ, він найчастіше використовується для поліноміальних моделей.

Мінімальна кількість дослідів D-optimal обчислюється за формулами:

$1,5(n+1)+1$  – для лінійних і  $0,75(n+1)(n+2)+1$  – для квадратичних поліномів. Цей спосіб є компромісним з позицій досягнення точності прогнозування та витратами розрахункового часу.

Latin hypercube являє собою обмежений випадковий експеримент, в якому для  $n$  точок діапазон кожного фактору поділяється на  $n$  інтервалів, що не перекриваються, на основі рівної ймовірності. Одне значення з кожного інтервалу вибирається випадковим чином за щільністю ймовірності в інтервалі;  $n$  значень першого фактору потім з'єднуються випадково з  $n$  значеннями другого фактору; ці  $n$  пар потім об'єднуються випадковим чином з  $n$  значеннями третього фактору з утворенням  $n$  триплетів і т.д. Одним із недоліків методу є існування ймовірності того, що

навіть за достатньої кількості дослідів поверхня відгуку може вийти сингулярною.

Спосіб *space-filling* оптимізує мінімальну відстань між експериментальними точками проектування для заданої кількості дослідів [9]. Ці конструкції особливо корисні у поєднанні з моделями, такими як ШНМ FF, RBF та Kriging. Недоліком цього способу є те, що він «не дає рекомендацій» про кількість необхідних дослідів.

На третьому етапі слід вибрати алгоритм пошуку мінімуму цільової функції. У програмі використовується три варіанти пошуку мінімуму: *leap-frog* (LFOP) [5] (він використовується у разі, якщо мінімум функції шукається лише за одним критерієм), генетичний алгоритм (багатокритеріальний та багатопараметричний алгоритм) [3, 4], *adaptive simulated annealing* [5, 6] (ASA – алгоритм імітації відпалу) з можливістю перемикавання на LFOP для пошуку локального мінімуму.

У цій роботі використовуються метод *D-optimal* для поліноміальних і *space filling* інших мегамоделей, як найбільш підходящі на вирішення поставлених завдань [7]. При цьому кількість дослідів для отримання точного рішення у загальному випадку невідома. Для вирішення цієї проблеми використовується метод послідовних наближень (*sequential RSM*), внаслідок якого кількість дослідів залежить від зожності наступних критеріїв: 1) точність метамоделі; 2) точність критерію оптимізації; 3) точність обмежень, але при цьому мінімальна кількість дослідів для однієї ітерації не може бути меншою, ніж  $1,5(n+1)+1$ . Всі критерії задаються інженером-розрахунком і залежать від розв'язуваної задачі.

### 2.2.1. Постановка та розв'язок задачі параметричної оптимізації автомобільного бампера

Основне призначення бампера – захист від ударного впливу шляхом максимального поглинання енергії. У процесі удару в конструкції бампера виникають численні зони із пластичними деформаціями, настає втрата

стійкості, змінання [7]. Такий тип завдання вдало підходить для аналізу алгоритмів оптимізації, тому що він описує основні нюанси деформування, що виникають в елементах конструкції автомобілів під час дорожньо-транспортних пригод.

Геометричні розміри, властивості матеріалів, умови взаємодії бампера та ударника докладно розглянуті у підрозділі 2.1.

Мета оптимізації полягає у створенні конструкції, аналогічної за жорсткістю та енергоємністю базової моделі при мінімальній масі. Цільова функція (критерій) – маса бампера; як обмеження виступає максимальне переміщення ударника, воно має відповідати експериментальним даним.

Конструкція бампера складається із зовнішнього та внутрішнього силових елементів, які були розбиті на фрагменти. Кожен має незалежну змінну  $t_{ei}$  – товщина фрагмента внутрішнього елемента,  $t_{ej}$  – товщина фрагмента зовнішнього елемента відповідно ( $i=1...5$ ;  $j=1...5$ ).

Діапазон зміни змінної від 0,5 мм до 15 мм. На рис. 2.12 показані скінчеино-елементна модель (SEM) та результати розподілу конструкції на фрагменти.

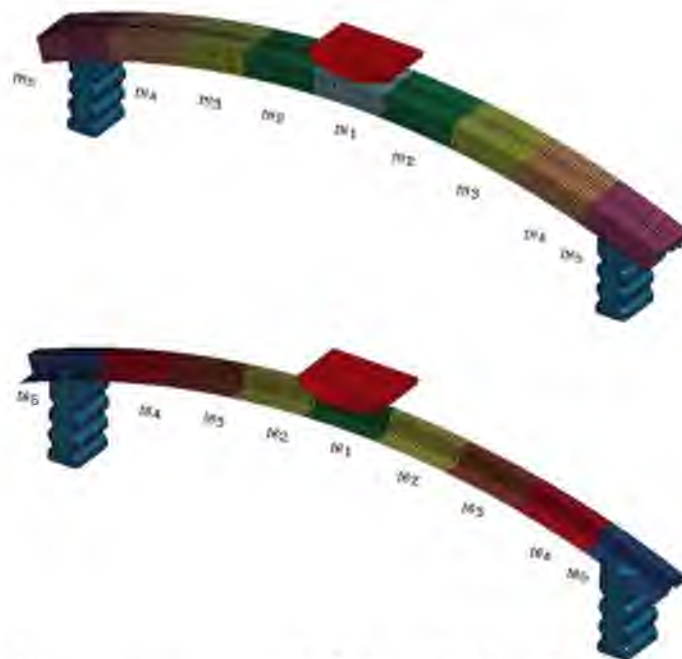


Рисунок 2.12 – SEM бампера, що розбита на фрагменти



У цій роботі використовується алгоритм ASA на вирішення завдання параметричної оптимізації бампера як найбільш ефективний на вирішення оптимізаційних завдань, що мають елементи ударного впливу [8, 9].

### 2.2.2 Аналіз результатів застосування різних метамоделей для

параметричної оптимізації бампера

Аналіз результатів показав, що збільшить розв'язання задач оптимізації досягнуто тільки для моделі RBF (221 дослід, 13 ітерацій).

На рис. 2.13 показані поверхні відгуку [2], що отримані при використанні метамоделей, де  $L$  – переміщення ударника;  $t_{int}$  – товщина внутрішнього фрагмента;  $t_{ext}$  – товщина зовнішнього фрагмента. На рис. 2.14 зображені діаграми залежності маси від товщин фрагментів конструкції бампера, а на рис. 2.15 – переміщення ударника

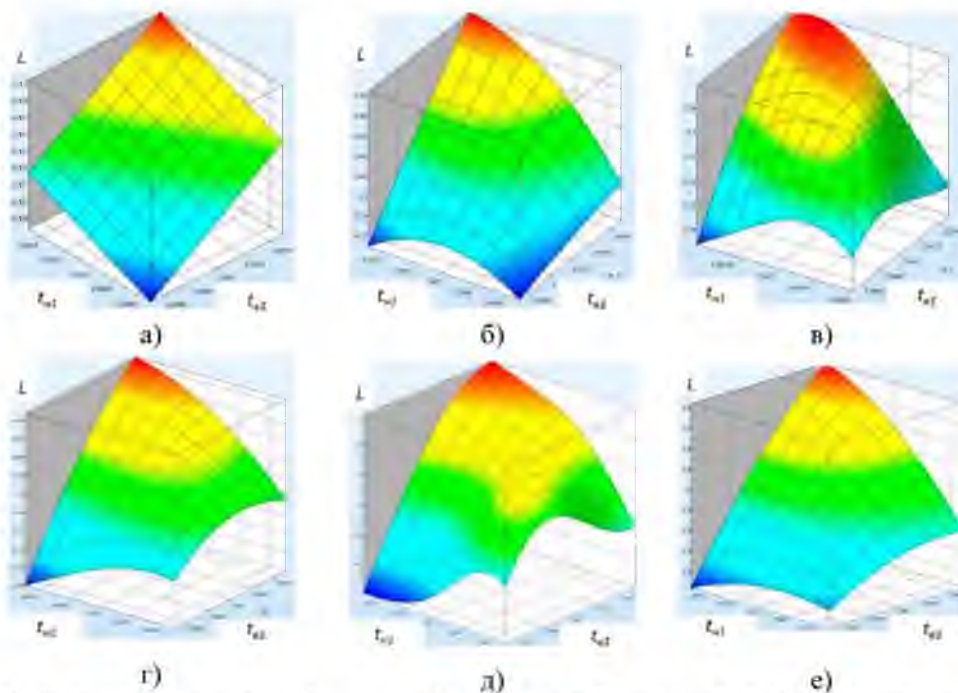


Рисунок 2.13 – Поверхні відгуку для лінійної поліноміальної моделі (а), квадратичної поліноміальної моделі (б), feedforward neural network (в), radial basis function network (г), Kriging (д) та support vector regression (е)



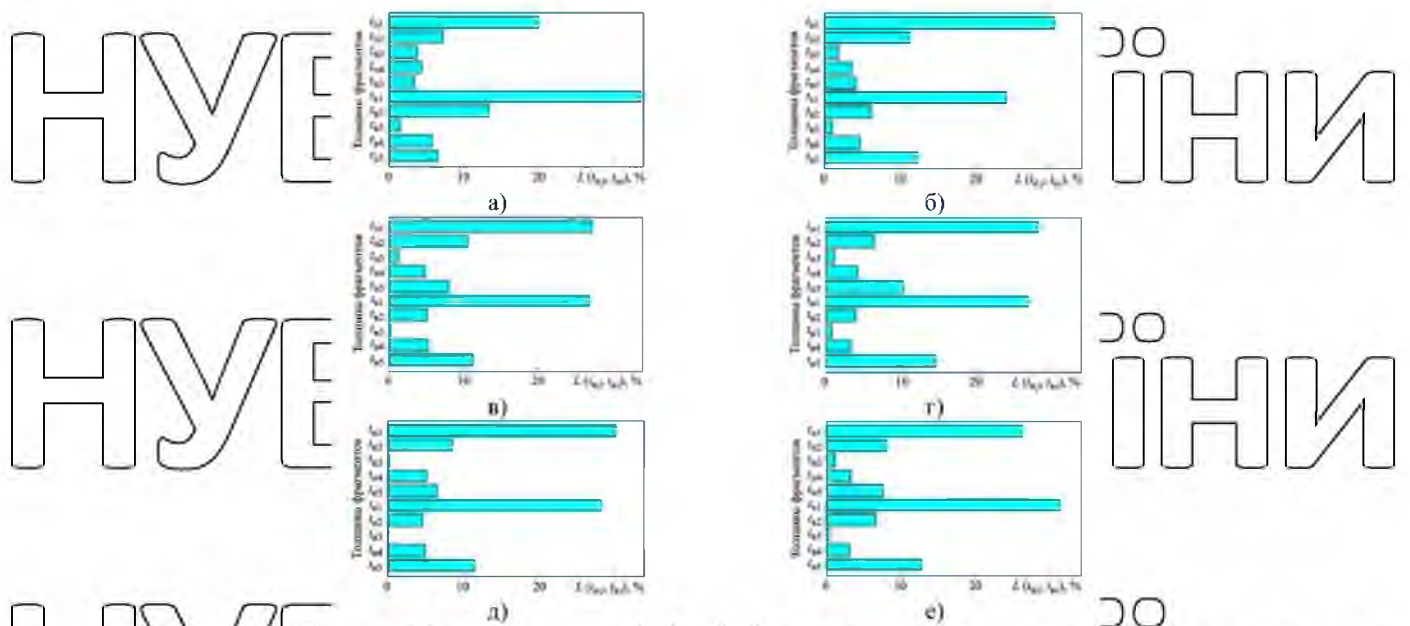


Рисунок 2.14 – Діаграми залежності маси від товщини фрагментів бампера для лінійної поліноміальної моделі (а), квадратичної поліноміальної моделі (б), feedforward neural network (в), radial basis function network (г), Kriging (д) та support vector regression (е)

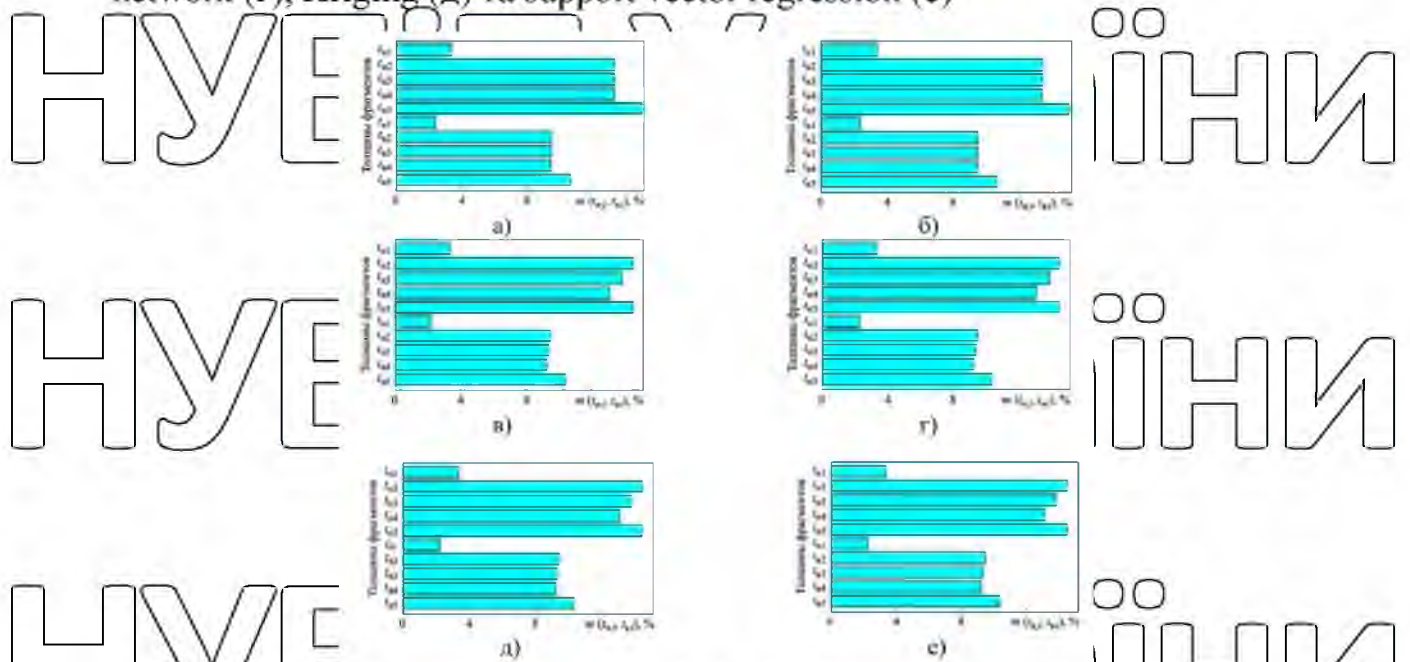


Рисунок 2.15 – Діаграми залежності переміщення ударника від товщини фрагментів бампера для лінійної поліноміальної моделі (а), квадратичної поліноміальної моделі (б), feedforward neural network (в), radial basis function network (г), Kriging (д) та support vector regression (е)

Поверхні відгуку, що отримані за допомогою квадратичного полінома і методом SVR схожі на вигляд, але різняться діапазоном значень змінних. Діаграми впливу товщин фрагментів на масу для лінійної та квадратичної моделей близькі за своїми значеннями, але відрізняються від діаграми, побудованих на основі RBF, FF, Kriging та SVR. Особливо це помітно для товщин фрагментів  $t_{n2}$ ,  $t_{n3}$ ,  $t_{n4}$  ( $t_{n2}$  – 13,4% та 14,5%;  $t_{n3}$  – 13,4% та 13,8%;  $t_{n4}$  – 13,4% та 13,1%).

Що стосується діаграм впливу товщин на переміщення ударника загальної закономірності не простежується, певною мірою існує подібність між результатами використання RBF, FF і Kriging, тобто схожі результати дають моделі з урахуванням нейромереж.

З точки зору практичних результатів для всіх типів метамоделей похибка переміщенням ударника (для найкращих проміжних ітерацій) варіюється від 15% (лінійна модель) до 62% (FF), крім RBF, для якої виконані всі умови збіжності, і переміщення становить 101 мм.

Отже, для вирішення оптимізаційних завдань, пов'язаних з ударними впливами, які характерні для бамперів, кузовів та кабін автотранспортних засобів, застосовна тільки модель RBF з алгоритмом adaptive simulated annealing (алгоритм імітації відпалу).

Для завдання ударного впливу на бампер автомобіля застосування параметричної оптимізації дозволило зменшити масу на 16% (з 3,14 кг до 2,64 кг) при збереженні параметрів жорсткості і енергоємності.

За підсумками проведених досліджень можна зробити такі висновки: застосування квадратичної поліноміальної метамоделі, FF, Kriging або SVR не дозволяє отримати остаточний результат для вирішення оптимізаційної задачі (розв'язок не сходиться). Похибка переміщення для проміжних ітерацій перевищує 28%, що є занадто високим значенням; застосування лінійної поліноміальної метамоделі зі способом вибору кількості дослідів D-optimal доцільно лише для проведення попередніх багатоваріантних

розрахунків для завдань ударного впливу, оскільки вона є раціональною з точки зору точності та витрат машинного часу; використання параметричної оптимізації на базі RBF методу дозволило зменшити масу бампера на 16% з 3,14 кг до 2,64 кг за збереження параметрів жорсткості та енергоємності, як у вихідної моделі.

### 2.3. Дослідження впливу параметрів наповнювача на жорсткість елементів каркасного типу

Тонкостінні труби в процесі такого вигину зазвичай дуже значно деформуються в місці контакту аж до утворення пластичного шарніру.

Для досягнення оптимальних співвідношень механічних властивостей при згинанні та маси конструкції доцільно використовувати наповнювач у вигляді пінистого матеріалу, наприклад, піноалюмінію. Chen [10] провів оптимізацію для мінімізації ваги конструкції, що заповнена пористим

матеріалом. Він показав, що піноалюміній є добрим енергопоглинаючим матеріалом.

Також Chen [12] вивчив поведінку пінонаповнених профілів при згині та довів, що піноалюміній збільшує енергопоглинаючі властивості конструкції. Hanssen [13] експериментально досліджував поведінку при вигині спінених профілів і виявив, що пінний наповнювач значно змінює локальні картини деформації балок.

Основна проблема, що обмежує масове застосування піноалюмінію в конструкціях кабін та кузовів, пов'язана з питаннями виробництва. Сучасні

технології виготовлення та обробки піноалюмінію складні та дорогі, що веде до збільшення вартості продукції, тому в даній роботі, у тому числі, розглядаються альтернативні варіанти наповнювачів. Одним з них є

епоксидна смола – дешевий і доступний матеріал і завдяки чудовим інфузійним властивостям її можна «закачувати» під тиском у каркасні елементи кабін, що значно спрощує та здешевлює технологію виробництва та складання.

Особлива увага в роботі приділяється чисельному моделюванню механічних властивостей наповнювачів з використанням МСЕ та програми LS-DYNA (у тому числі розробці раціональних СЕМ та моделювання матеріалів). Порівнюються два типи матеріалів: пористий пружнопластичний (піноалюміній), що допускає великі деформації до руйнування і крихкий (епоксидна смола), що має високу міцність в обмеженому діапазоні деформацій.

Для оцінки похибок рішень проведено відповідні стендові експерименти.

Для порівняння різних за механічними властивостями матеріалів необхідне визначення меж їх застосування в області пасивної безпеки автомобілів і прогнозування необхідних властивостей перспективних наповнювачів.

2.3.1. Моделювання наповнених труб з алюмінієвого сплаву за допомогою методу скінченних елементів у програмі LS-DYNA

Для дослідження та порівняння механічних властивостей комірчастих пружнопластичних матеріалів було поставлено завдання про квазістатичне навантаження труби з алюмінієвого сплаву з наповнювачем.

Це завдання вирішувалося у явній постановці методом скінченних елементів у програмі LS-DYNA КЕМ труби з наповнювачем (показано на рис. 2.16).

Пропонований тип елемента – восьми вузловий constant stress solid і базовий розмір кінцевого елемента – 2 мм, що характерно для високоточних моделей [3].

Даний тип і розмір елемента найкраще підходять для вирішення задач триточкового вигину труб з наповнювачем [8], в тому числі багатоваріантних та оптимізаційних. Матеріал труби (алюмінієвий сплав АМг6) моделювався картою MAT\_PLASTIC\_KINEMATIC з ізотропним



зміцненням. Діаметр труби – 40 мм, товщина стінки – 3 мм, довжина – 270 мм, відстань між спорамі для триточкового вигину – 200 мм.

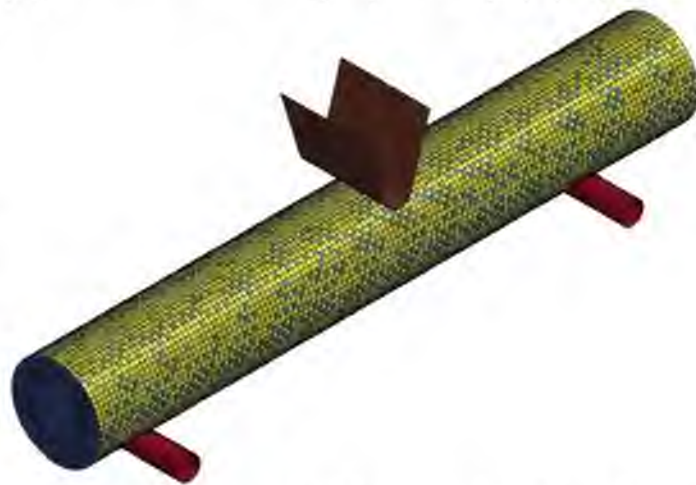


Рисунок 2.16 – СЕМ труби з наповнювачем і пристроєм, що навантажує

Розв'язання задачі в програмі LS-DYNA проводилося для наступних типів труб: порожня труба; труба, що заповнена епоксидною смолою; труба, що заповнена піноалюмінієм.

Піноалюміній у програмі LS-DYNA описується моделлю, запропонованою Дешпендом та Флеком DESHPANDE\_FLECK\_FOAM [7].

Дана модель дозволяє змоделювати механічні властивості пінистого матеріалу без безпосереднього моделювання піри, що суттєво скорочує час, що витрачається на підготовку розрахунку та машинний час рахунку. В роботі порівнювалися три варіанти піноалюмінію з щільностями  $50 \text{ кг/м}^3$ ,  $430 \text{ кг/м}^3$  та  $800 \text{ кг/м}^3$  відповідно [7, 8].

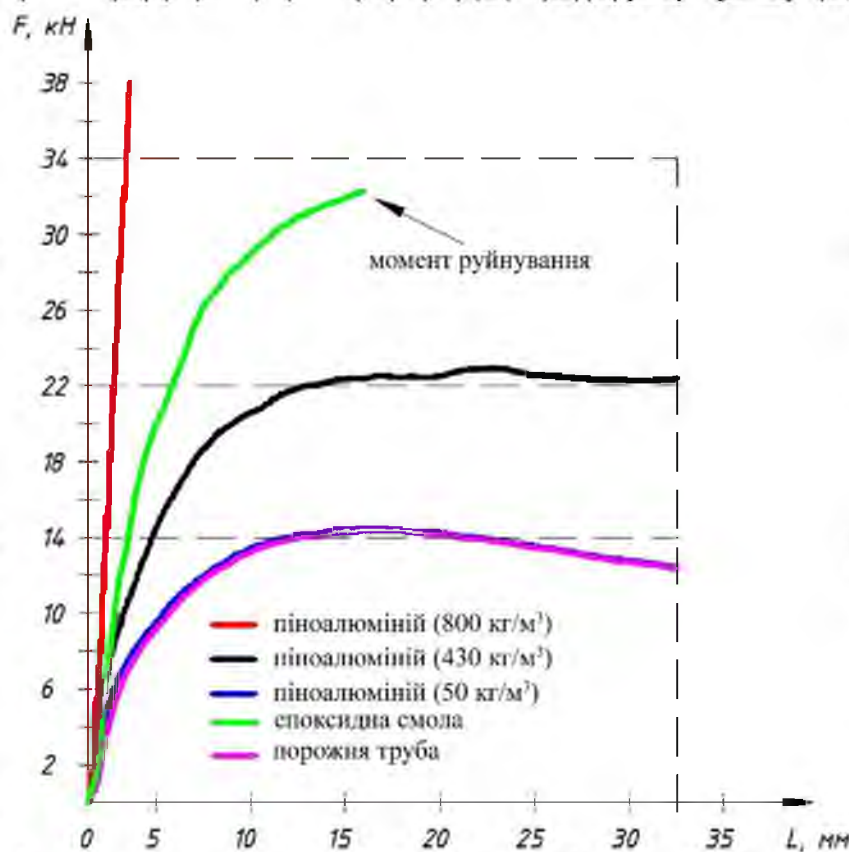
Механічні властивості епоксидної смоли задавалися на основі дослідження [6]. Модель матеріалу – PLASTICITY POLYMER за умови руйнування при досягненні деформації 8%.

У цьому параграфі моделюються два «крайні» типи матеріалу, у яких яскраво виражені пружнопластичні та крихкі властивості. В якості наповнювачів елементів каркасного типу кабіні кузовів автомобілів можуть виступати й інші типи матеріалів (у тому числі композиційні).

власностями, що не сильно відрізняються від розглянутих. Для адекватного моделювання таких матеріалів необхідно знати залежність напружень від деформацій для конкретного навантажувального режиму (розтягування, стиснення, вигин). Такі залежності краще всього отримувати експериментальним методом [8].

У програмі LS-DYNA час розрахунку обмежувався 0,1 с. при швидкості навантаження 0,5 м/с. Залежність механічних властивостей матеріалу від швидкості навантаження не враховувалася.

Отримані криві навантаження показані на рис. 2.17. Результат деформованого стану труби подано на рис. 2.18.



Рисунюк 2.17 - Результати розрахунку



Рисунюк 2.18 - Картина деформування труби

Аналіз результатів показав, що крихкі матеріали (епоксидна смола) мають відносно високу міцність у малому діапазоні деформації на відміну від пористих пружнопластичних матеріалів (піноалюміній), які зберігають працездатність при значних прогинах, і, як наслідок, поглинають більше енергії в процесі деформування, що є найбільш важливою властивістю для вирішення завдань пасивної безпеки автомобілів.

Піноалюміній з мінімальною щільністю ( $50 \text{ кг/м}^3$ ) не дає суттєвого покращення згинальної жорсткості конструкції. При збільшенні щільності наповнювача до  $800 \text{ кг/м}^3$  зусилля, що сприймається, збільшується в десятки разів, а маса – в 2,1 рази.

### 2.3.2 Верифікації теоретичних положень

З метою верифікації були проведені натурні експерименти для порожнистої труби з алюмінієвого сплаву та труби, заповненої епоксидною смолою.

Додатково досліджувалися механічні властивості труб, заповнених монтажною піною та композиційним матеріалом, що складається з наповнювача кульок Poraver і сполучника – епоксидної смоли EL з затверджувачем EL 152 MLR. Дані зразки показані на рис. 2.19.

Крім впливу наповнювача на механічні властивості труб вивчалися ефекти при стисненій поведінці матеріалів у разі триточкового вигину, для цього у зразків з композиційним матеріалом та епоксидною смолою (чотири варіанти) були заварені торці прямокутними пластинами з алюмінієвого сплаву.

Випробування на триточковий вигин проводилися на універсальній випробувальній машині Zwick Z100. Схема випробування та універсальна машина показані на рис. 2.20.



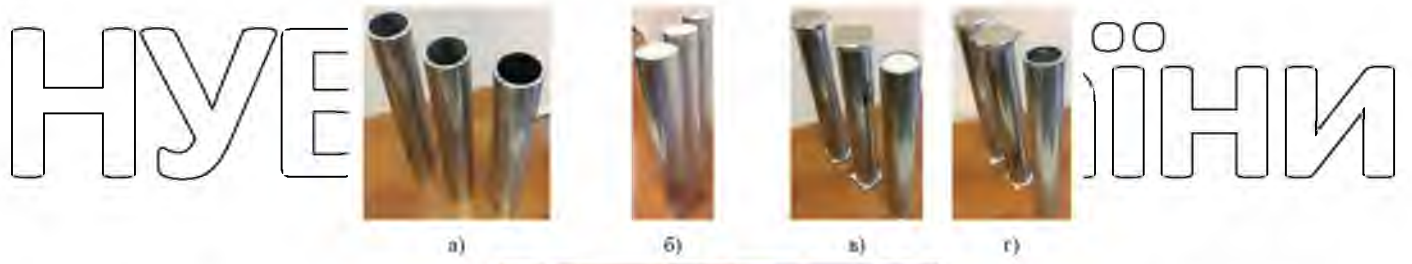


Рисунок 2.19 – Зразки для випробувань: порожня трубка (а), трубка із монтажною піною (б), трубка із композитною конструкцією (в) та трубка тільки з епоксидною смолою (г) і загальний вигляд зразків (д)

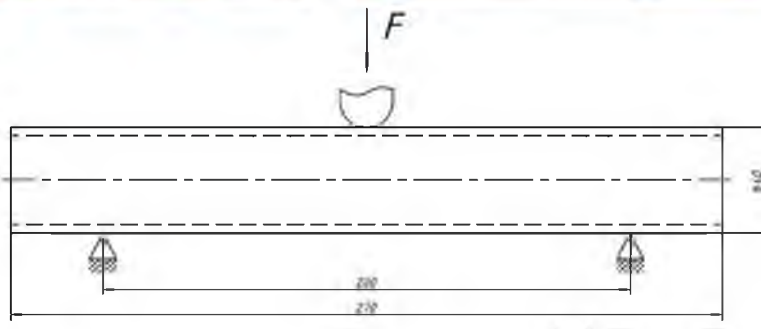


Рисунок 2.20 – Випробувальна машина Zwick Z100 та схема випробувань

Експеримент проводився наступним чином: до зразка прикладався квазістатичне навантаження, що поступово зростало, за допомогою



індентора з округленим торцем. Швидкість прикладання навантаження – 20 мм/хв. Величина прикладеного зусилля замірялася залежно від переміщення траверси за допомогою спеціальних датчиків та програмного забезпечення.

Результати експерименту показані на графіках рис. 2.21, а картина деформованого стану труб представлена на рис. 2.22.

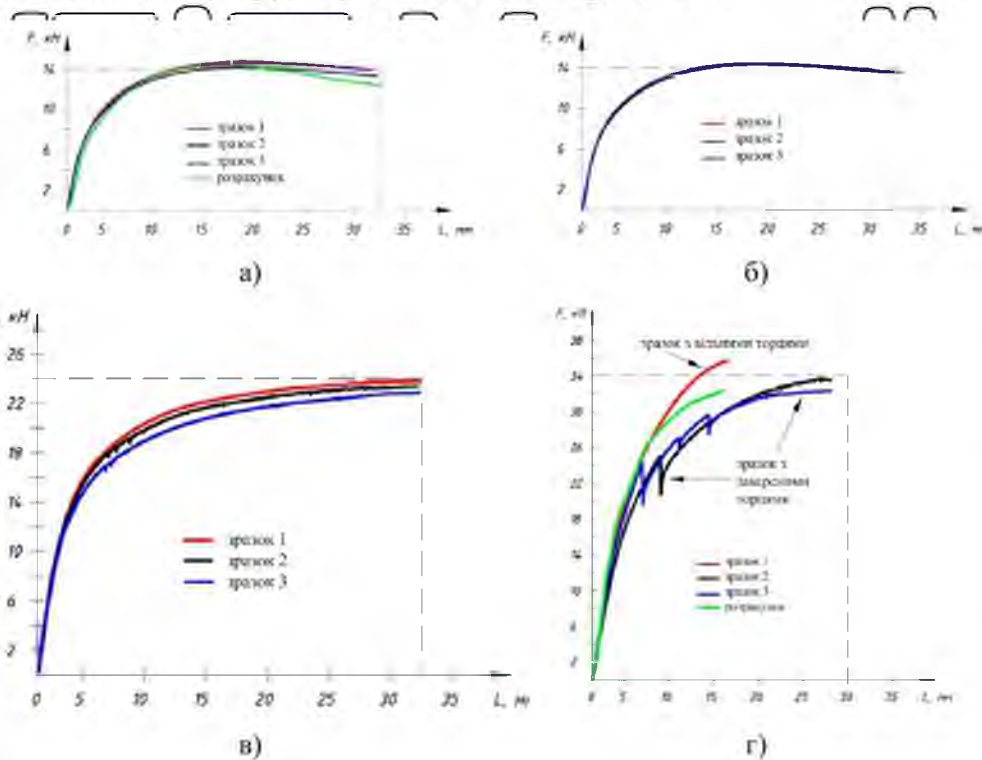


Рисунок 2.21 – Діаграми навантаження порожнистих зразків (а), зразків в монтажній піноі (б), зразків в композиційному матеріалі (в) та зразків з епоксидною смолою (г)



Рисунок 2.22 – Труби після натурного експерименту

З аналізу результатів експерименту випливає, що використання запропонованих СЕМ дозволяє досягти прийнятних результатів за точністю. Похибка за значеннями максимальної сили вкладається у 8%.

У разі пустотілої труби криві навантаження для трьох зразків та розрахунку практично збігаються. Також слід зазначити, що наповнювач у вигляді монтажної піни не збільшує жорсткість труби, криві навантаження в даному випадку можна порівняти з кривими навантаження для порожнистої труби.

Як впливає з графіків (рис. 2.21, а та б) при деформаціях більше 20 мм навантаження, що діє на зразки, падає і, отже, в обох випадках конструкція втрачає несучу здатність.

З іншого боку застосування наповнювача у вигляді композиційного матеріалу дозволяє збільшити жорсткість труби в 1,6 рази. Використання заглушок по торцях труби істотних змін до механічних властивостей конструкції не вносить. Маса композиційного наповнювача 200 гр. Поява «зубчиків» на графіці припускаємо пов'язане з руйнуванням кульок Rogaver і короткочасним зменшенням жорсткості всієї моделі до тих пір, поки у взаємодію не вступають сусідні кульки і конструкція не починає працювати знову, як єдине ціле. Доробка каркасних елементів кабін за допомогою такого роду наповнювачів технологічна, але ефект від заповнення не такий суттєвий, як у разі застосування піноалюмінію.

Наповнювач з епоксидної смоли дає більш значне збільшення жорсткості у 2,23 рази. У процесі деформування тендітна смола руйнується, про що свідчать характерні падіння сили на графіку. Зразок без заглушок зруйнувався при більшому зусиллі, ніж респта, але за менших деформацій. Це пов'язано з тим, що в епоксидній смоли виникли тріщини, вона втратила несучу здатність і, як наслідок, почала вичавлюватися через вільні кінці труби. У всіх випадках зразки зруйнувалися при менших деформаціях, ніж у разі застосування піноматеріалу, отже, незважаючи на велику міцність крижкого матеріалу, енергоємність у нього менша через менші деформації.

Тому застосування крихких матеріалів у сфері пасивної безпеки автомобілів не доцільно (до того ж маса епоксидної смоли відносно велика – 275 гр).

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки: розроблені СЕМ дозволяють ефективно прогнозувати пружнопластичну поведінку тонкостінної труби (з алюмінієвого сплаву АМг6) з наповнювачем (у вигляді піноалюмінію, епоксидної смоли ЕІ з затверджувачем 152 MLR, композиційного матеріалу), похибка вкладається у 8% у порівнянні з експериментом); застосування піноалюмінію дає найкращі результати щодо співвідношення енергоємність-маса.

Максимальне сприйняття, що сприймається при вигині в десятки разів більше, ніж при використанні інших типів наповнювачів; застосування епоксидної смоли збільшило згинальну жорсткість конструкції у 2,23 рази порівняно з порожнистою трубою, при цьому маса зросла у 2,1 рази; використання композиту, що складається з кульок Poraver та сполучника у вигляді епоксидної смоли, дозволило збільшити згинальну жорсткість конструкції в 1,6 рази, при цьому маса зросла в 1,8 рази; застосування крихких матеріалів не дає значного ефекту з точки зору енергопоглинання, тому не рекомендуються для вирішення питань, пов'язаних із забезпеченням пасивної безпеки автомобілів, на відміну від пружнопластичних піноматеріалів.

#### 2.4. Підвищення ефективності застосування наповнювачів

Розглядаються питання, що пов'язані з підвищенням ефективності застосування матеріалів-наповнювачів в елементах каркасного типу кабін вантажних автомобілів. Основною проблемою при ударному навантаженні конструкцій кабін є втрата несучої здатності через утворення пластичних шарнірів у зоні контакту чи місцях різкої зміни жорсткості. Таку картину напружено-деформованих станів (НДС) можна спостерігати при ударі м'ячником по кабіні вантажного автомобіля за правилами пасивної безпеки [8]. Поява пластичного шарніра в конструктивних елементах каркасного

типу супроводжується зминанням, і, як наслідок, зменшенням площі поперечного перерізу, тобто в зоні контакту у конструкції зменшується згинальний момент інерції, а отже, і згинальна жорсткість. Для боротьби з утворенням пластичних шарнірів пропонується використовувати наповнювач із спеціального матеріалу для збільшення жорсткості та енергоємності композиції. Варто зазначити, що нині немає чітких оціночних параметрів, якими можна було визначити на попередньому етапі ефективність застосування наповнювача, тому дана проблема є актуальною.

Особливу увагу при підборі матеріалу варто звернути на технологію виготовлення та способи введення матеріалу-наповнювача в елементи каркасного типу конструкцій.

Мета полягає в підборі критеріїв вибору параметрів матеріалу-наповнювача в несучих тонкостінних конструкціях каркасного типу для запобігання утворенню пластичних шарнірів у них і, як наслідок, підвищення ефективності використання цих матеріалів у конструкціях при квазістатичному та ударному навантаженні стосовно завдань пасивної безпеки автомобілів.

Матеріали наповнювачі можуть використовуватися як пористі, так і однорідні за своєю внутрішньою структурою. Їх можна розділити на такі групи: крихкі (епоксидна смола), гіперпружкі (гума) та пружнопластичні (ліноалюміній) залежно від характеру поведінки під впливом навантаження.

У цій роботі розглядається весь зазначений спектр матеріалів з метою виявлення найбільш ефективних для застосування в конструкціях при ударному та квазістатичному впливі. Для вирішення цієї проблеми пропонується використовувати такі оціночні параметри: питома енергоємність; коефіцієнт навантаженості; зміна площі поперечного перетину у зоні контакту; втрата несучої здатності.

Значення оціночних параметрів для досліджуваних матеріалів визначалися з квазістатичних натурних випробувань тонкостінних труб з алюмінієвого сплаву з наповнювачем і на триточковий вигин на



універсальній випробувальній машині. Допускається проведення моделювання методом скінченних елементів за умови, що модель верифікована з прикладу натурних випробувань. Отримані значення порівнюються з пороговими. Якщо всі значення параметрів для досліджуваного матеріалу перевищують порогові значення, то даний тип матеріалу може використовуватися для доробки kabini за правилами пасивної безпеки. Що вище значення параметрів, тим ефективніше застосування матеріалу.

Питома енергоємність – оцінний параметр, що дозволяє визначити ефективність енергопоглинання матеріалу. Оскільки найважчими режимами навантаження з погляду правил пасивної безпеки є ударні, цей параметр є найважливішим для визначення доцільності застосування матеріалу.

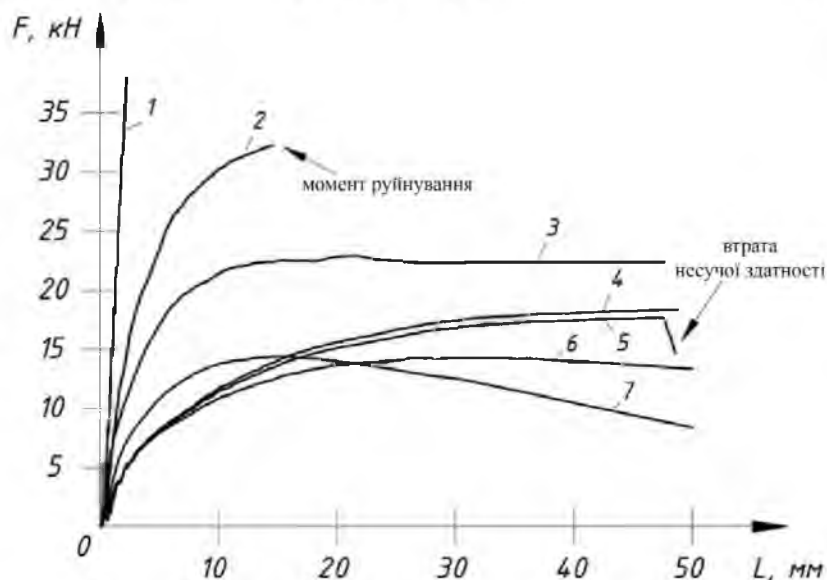
Коефіцієнт навантаженості – оцінний параметр, що обчислюється, як відношення сили, що сприймається зразком без наповнювача (еталонний зразок) до сили, що сприймається зразком з наповнювачем в момент утворення пластичного шарніра (втрата несучої здатності). Він необхідний для визначення жорсткості матеріалу-наповнювача (що більше значення даного параметра, то вище жорсткість).

Параметр, що відповідає за зміну площі поперечного перерізу тонкостінного елемента каркасного типу в зоні контакту, і параметр – втрата несучої здатності (поява спадної гілки на графіку сила-переміщення) свідчать про появу пластичного шарніру в місці контакту. Це не припустимо, оскільки в такому випадку конструкція втрачає свої механічні властивості, перетворюється на механізм і, як наслідок, починає тіше чинити опір навантаженням, у тому числі ударним.

Для пористих матеріалів існує додатковий порівняльний параметр, який показує, як змінюється модуль пружності в процесі деформування в зоні контакту завдяки «схлопуванню» пор у матеріалі.

Для визначення порогових значень оціночних властивостей було розглянуто кілька варіантів наповнювача. Виртуальні випробування проводилися методом скінченних елементів на триточковий вигин у явній постановці програми LS-Dyna, як описано в підрозділі 2.3. В якості наповнювачів використовувалися: епоксидна смола, гума, поліуретан, полістирол, піноалюміній з щільністю  $430 \text{ кг/м}^3$  і  $800 \text{ кг/м}^3$  відповідно.

На рис. 2.23 показані діаграми навантаження зразків з розглянутими варіантами наповнювачів. Аналіз результатів показав, що наповнювачі типу поліуретан, полістирол та гума не дають значного приросту коефіцієнта навантаженості, показники питомої енергоємності у них гірші, ніж у порожнистої труби. Наповнювач на основі епоксидної смоли в процес деформування сприйняв більше навантаження, ніж порожня труба, але розтріскався і втратив несучу здатність при відносно малих переміщеннях елемента, що навантажує.



1 – з піноалюмінієм  $800 \text{ кг/м}^3$ ; 2 – з епоксидною смолою; 3 – з піноалюмінієм  $430 \text{ кг/м}^3$ ; 4 – з поліуретаном; 5 – з гумою; 6 – з полістиролом; 7 – тонкостінна труба без наповнювача

Рисунок 2.23 – Діаграми навантаження зразків, що вивчаються

Значно краще виявив себе пористий матеріал піноалюміній. З графіків рис. 2.23 випливає, що піноалюміній з щільністю  $430 \text{ кг/м}^3$ , при

аналогічних показниках по питомій енергоємності дозволив конструкції сприйняти зусилля в 1,6 рази більше, ніж порожняета труба з алюмінієвого сплаву. Також варто відзначити, що на графіку сила-переміщення дана конструкція не має спадної гілки (перегину), тобто пластичні деформації, що виникли в матеріалі не утворили зону з пластичним шарніром, і як наслідок конструкція не втратила несучу здатність.

Піноалюміній із щільністю  $800 \text{ кг/м}^3$  демонструє найкращі показники за всіма оціночними параметрами. Коефіцієнт навантаженості зріс у 364 рази, питома енергоємність у 26295 рази, пластичні деформації, що виникли в матеріалі незначні, і не утворюють пластичного шарніру. Однак застосування піноалюмінію обмежено технологічними можливостями виробництва та установки, тому в даній роботі на ряду з ним розглядаються альтернативні варіанти матеріалів-наповнювачів.

Варто зазначити, що для пористих матеріалів типу піноалюмінію характерне збільшення модуля пружності в процесі деформування, це впливає з графіків, що наведені на рис. 2.24. На рис. 2.25 показані діаграми навантаження піноалюмінію в залежності від швидкості застосування навантаження.

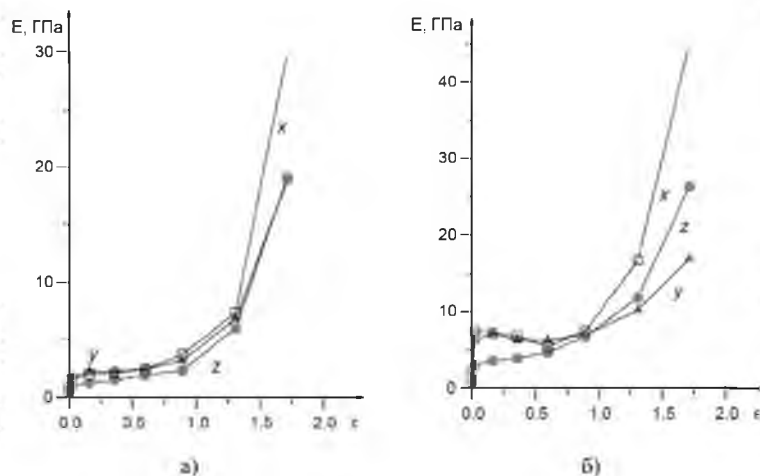


Рисунок 2.24 – Графіки залежності модуля пружності від деформації для піноалюмінію  $430 \text{ кг/м}^3$  (а), піноалюмінію  $800 \text{ кг/м}^3$  (б), вздовж відповідних осей

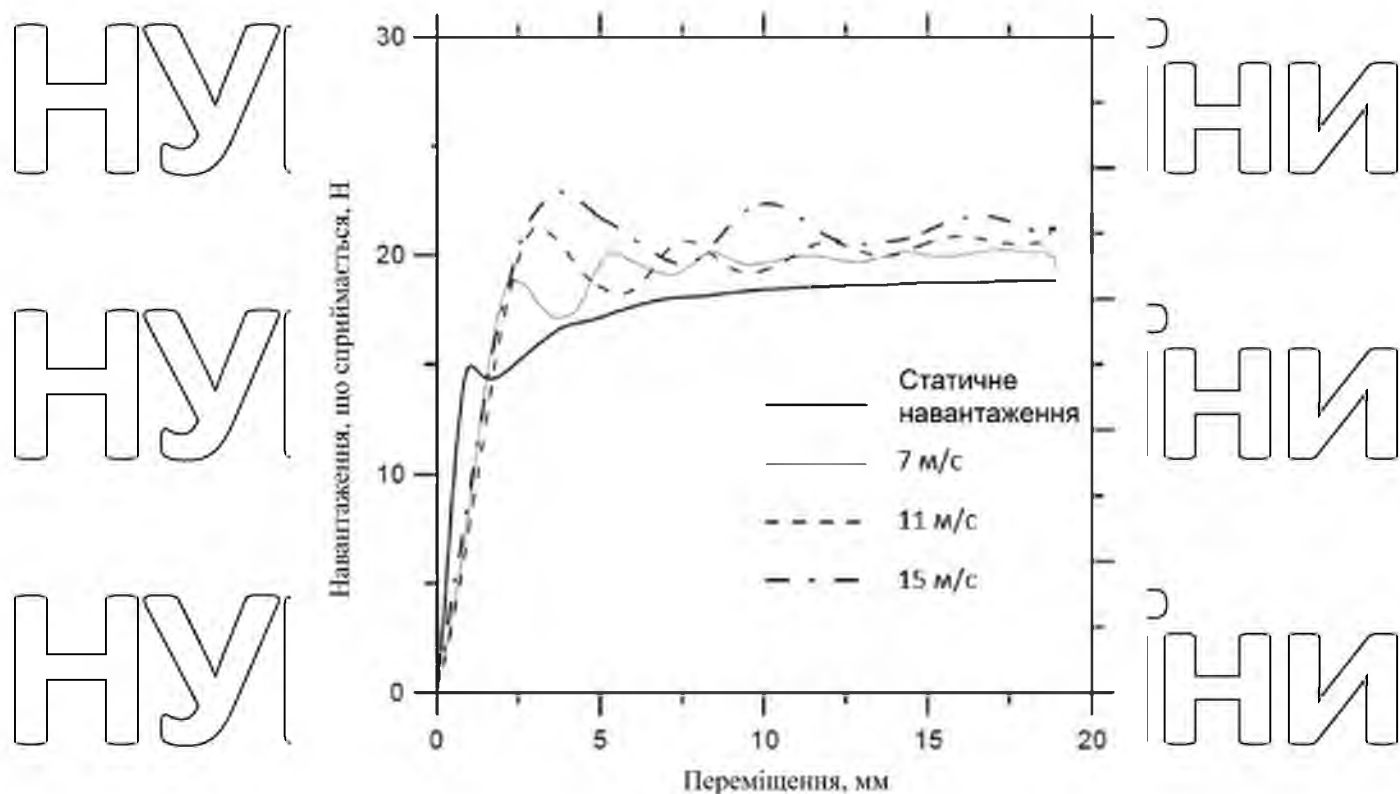


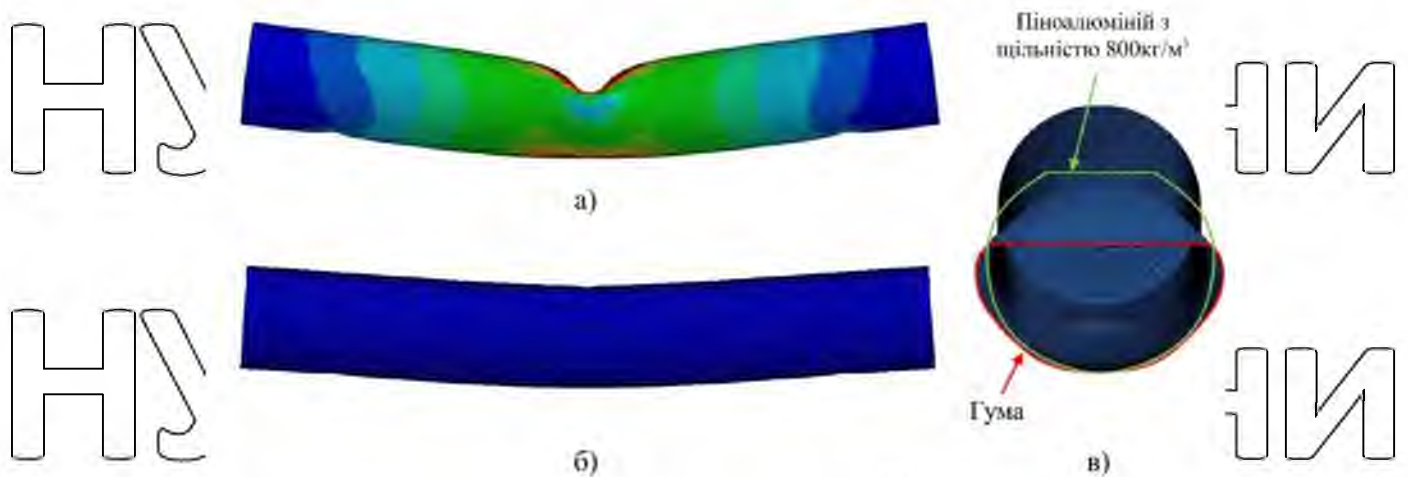
Рисунок 2.25 – Діаграми навантаження піноалюмінію в залежності від швидкості прикладання навантаження [14]

Ця тенденція обумовлена наявністю пір, при стисненні вони змінюються і піноматеріал набуває характеристик базового матеріалу (у разі алюмінію).

Як випливає з аналізу представлених вище графіків, швидкість навантаження не сильно впливає на механічні властивості піноматеріалу, отже, характеристики, що отримуються при квазістатичному навантаженні, можна використовувати для вирішення ударних завдань з невеликими обмеженнями.

На рис. 2.26 показаний результат моделювання тонкостінної труби з двома крайніми за своїми властивостями наповнювачами.





а – наповнювач гума; б – наповнювач піноалюміній 800 кг/м<sup>3</sup>; в –

зовнішній вигляд поперечного перерізу після зняття навантаження

Рисунок 2.26 – Картина НДС труби у процесі навантаження

На рис. 2.26, а та б показані картини розподілу пластичних деформацій за структурою матеріалу-наповнювача, а на рис. 2.26 в показано поперечний переріз труби в місці контакту після зняття навантаження. Як видно, переріз труби з наповнювачем з гуми сильно зменшився, у матеріалі виникли великі пластичні деформації порівняно з піноалюмінієм 800 кг/м<sup>3</sup>, у якого незначні пластичні деформації. В результаті композиція з гумою втратила несучу здатність а з піноалюмінієм – ні.

При створенні нових матеріалів для заповнення конструкцій кабін і кузовів автомобілів з метою збільшення механічних характеристик для задоволення вимог пасивної безпеки необхідно проводити попередні випробування зразків, що спрямовані на визначення оціночних параметрів.

Якщо нові матеріали не задовольняють вимогам, то подальше їх використання для заповнення конструкції не доцільно. З розглянутих матеріалів запропонованим оцінним параметрам задовольняють лише два: піноалюміній із щільністю 800 кг/м<sup>3</sup> та 430 кг/м<sup>3</sup> відповідно.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки: запропоновані оціночні параметри (питома енергоємність, коефіцієнт навантаженості, зміна площі поперечного перерізу в зоні контакту, втрата несучої здатності) необхідні для попередньої оцінки доцільності та

ефективності використання існуючих та новостворених матеріалів-наповнювачів; найбільш ефективним матеріалом-наповнювачем є піноалюміній із щільністю  $800 \text{ кг/м}^3$ . Коефіцієнт навантаженості зріс в 364 рази, а питома енергоємність – в 22295; застосування крихких матеріалів (епоксидна смола, полістирол) не дозволяє досягти значного збільшення механічних характеристик композиції. Коефіцієнт навантаженості зріс у 2,3 рази, проте при цьому показник питомої енергоємності гірший, ніж у порожнистої труби в 1,6 рази; застосування гіперпружних матеріалів (гума, поліуретан) майже не дає жодного покращення механічних характеристик (коефіцієнт навантаженості збільшується в 1,3 рази), а показник питомої енергоємності гірший, ніж у порожнистої труби у 2,2 рази.

## 2.5. Параметрична оптимізація конструкції бампера автомобіля при ударному впливі з позицій пасивної безпеки та маси

Конструкція автомобільного бампера складається з товстого бруса та двох стійок, які кріпляться до бампера з обох боків. Згідно з проведеними дослідженнями, при ударі бампер відчуває складний нелінійний характер поведінки, стійки деформуються з утворенням складок, при цьому відбувається поглинання енергії ударника за рахунок утворення пластичних деформацій [2, 8, 12].

Метою роботи є зниження маси базової конструкції бампера автомобіля при збереженні аналогічних параметрів переміщення ударника, як у вихідній конструкції, шляхом застосування параметричної оптимізації.

Зовнішній вигляд випробувального стенду із встановленим бампером показаний на рис. 2.27. На рис. 2.28 наведена твердотільна модель конструкції бампера, а на рис. 2.29 – основні перерізи та геометричні розміри [3].

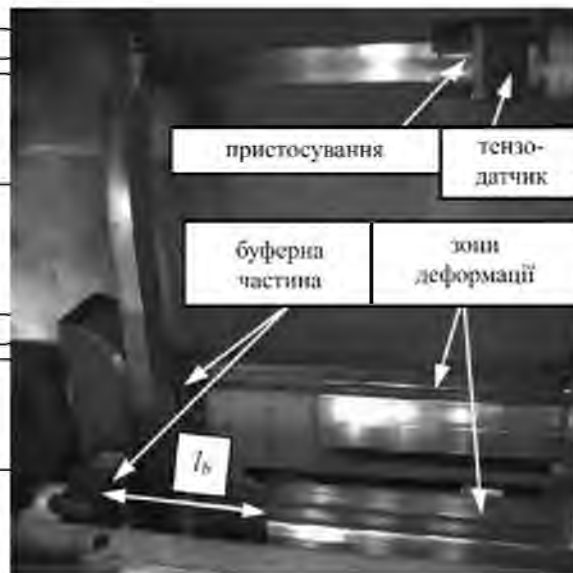


Рисунок 2.27 – Зовнішній вигляд стенду із встановленим бампером



Рисунок 2.28 – Твердотільна модель бампера

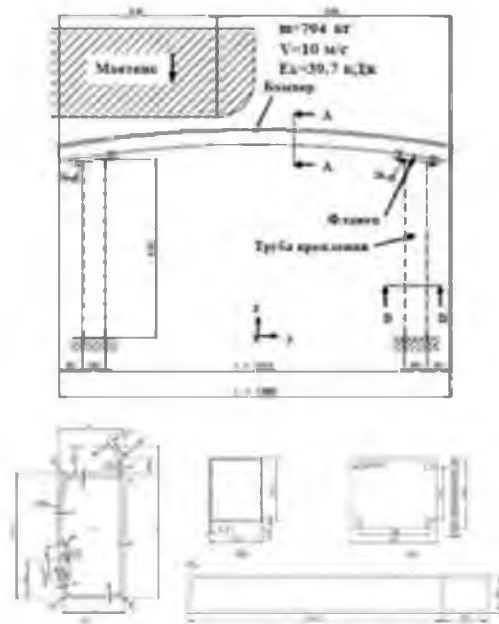


Рисунок 2.29 – Основні перерізи та розміри бампера

### 2.5.1. Постановка завдання ударної дії

Бампер складається з силового елемента та двох стійок. Матеріал – алюмінієвий сплав AA7003-T79 із кінематичним зміщенням. У роботі моделювався фронтальний удар із частковим перекриттям (косо-фронтальний удар) відповідно до вимог СЕК ООН, початкова швидкість ударника становить 10 м/с, маса ударника 794 кг (кінетична енергія ударника 39,7 кДж). Загальна вага бампера – 10,3 кг. Тип кінцевого елемента бампера та стійок – оболонковий Belytschko-Tsay.

Для оцінки співвідношення точності одержуваних результатів до витраченого часу було створено моделі з різною мірою структурованості з урахуванням раніше проведених досліджень [7]. На рис. 2.30 показані оболонкові моделі бампера.



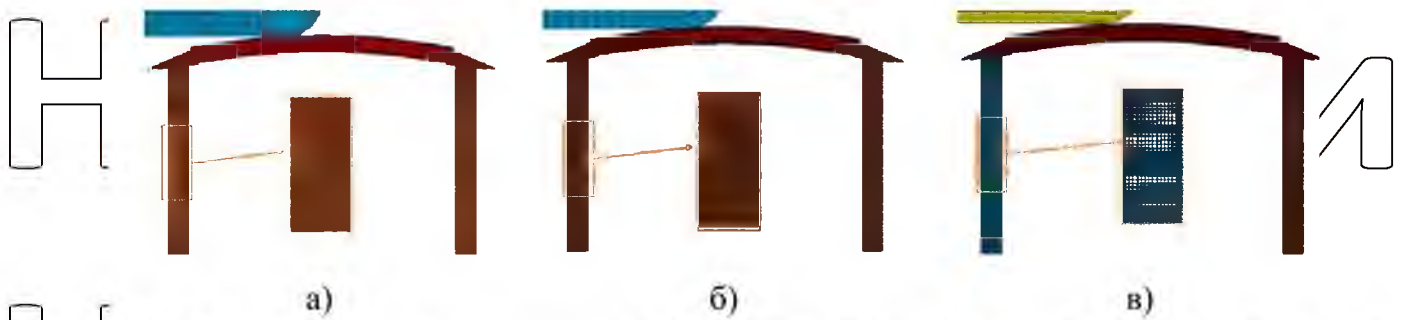


Рисунок 2.30 – Оболонкові СЕМ бампера нижнього (а), середнього (б) та вищого (в) рівнів

СЕМ бампера нижчого рівня (кількість вузлів 7524, кількість скінченних елементів 6240, розмір елементів 20 мм) забезпечують отримання результатів з похибками 34% переміщення ударника; СЕМ бампера середнього рівня (кількість вузлів 13893, число СЕ 12728, розмір елементів 10 мм) – одержання результатів з похибками 21%; СЕМ бампера вищого рівня (кількість вузлів 47248, число СЕ 44663, розмір елементів 5 мм) – отримання результатів з похибками 3,7%, що можна порівняти з похибками експериментальних досліджень.

Картини деформованого стану, що отримані експериментально та розрахунковим шляхом показані на рис. 2.31 та 2.32.



Рисунок 2.31 – Результати розрахунку бампера при часі розрахунку в 0 с (а), 0,035 с (б) та 0,075 с (в)



а)



б)

Рисунок 2.32 – Експериментальні (а) та розрахункові (б) результати

З аналізу результатів випливає, що при використанні СЕ з розміром 5 мм, СЕМ можна вважати найкращою з точки зору точності результатів (похибка 3,7%), але за співвідношенням точність розрахунку-виграчений машинний час, СЕМ середнього рівня є раціональною до завдань оптимізації з урахуванням того, що характер деформацій під час використання СЕМ середнього рівня ідентичний експериментальним.

В результаті проведеного аналізу, були сформульовані етапи для отримання оптимальної конструкції: дослідити вплив конструктивних параметрів на властивості бампера з метою виявлення факторів, що найбільше впливають на поведінку конструкції, на базі СЕМ середнього рівня; провести пошук оптимального рішення для СЕМ найвищого рівня (на основі висновків, зроблених на першому етапі – попередні розрахунки); максимальне переміщення ударника не повинно перевищувати значень, набутих в результаті експерименту.

### 2.5.2. Постановка задачі оптимізації

З метою доопрацювання бампера було розглянуто два варіанти конструкції: стійка повністю заповнена піноалюмінієм, стійка частково заповнена пеноалюмінієм (стійка з подвійними стінками), як показано на

рис. 2.35.



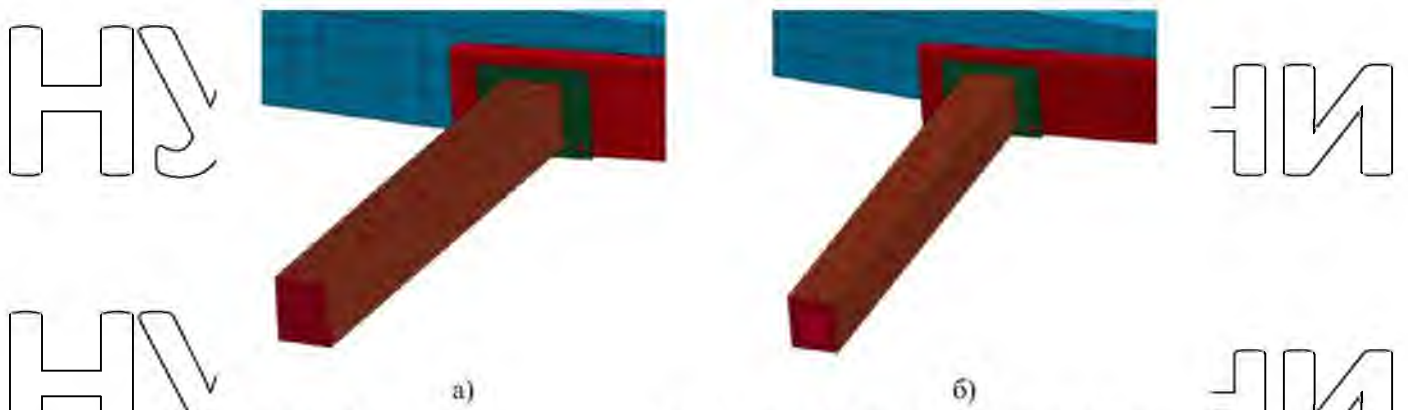


Рисунок 2.33 – Варіанти доопрацювання стійки бампера за допомогою піноалюмінію: повністю заповнена (а) та частково заповнена (з подвійними стінками) (б)

Матеріал піноалюмінію у програмі LS-DYNA, описується моделлю запропонованою Дешпендом та Флеком [6]. У даній моделі параметри матеріалу залежать від щільності наповнювача, що дозволяє використовувати даний матеріал для вирішення оптимізаційних завдань, вибираючи як параметр, що зваріюється – густина. Приклади використання цієї моделі матеріалу стосовно задач оптимізації бампера легкового автомобіля описані в роботі [7].

На попередньому етапі було проведено дослідження, спрямоване на визначення раціонального типу SE для моделювання піноалюмінію на прикладі бампера, показаного на рис. 2.33, б. З цієї метою було розглянуто три типи solid елементів: constant stress, fully integrated S/R, fully integrated quadratic 8 node element with nodal rotation (6 ступенів свободи у вузлах).

Аналіз результатів показав, що раціональним типом SE для моделювання піноалюмінію за співвідношенням точність-час розрахунку (стосовно задач параметричної оптимізації) є тип SE constant stress. Похибка розрахунку між елементами не перевищує 13%, а тривалість розрахунку відрізняється більш ніж у два рази.

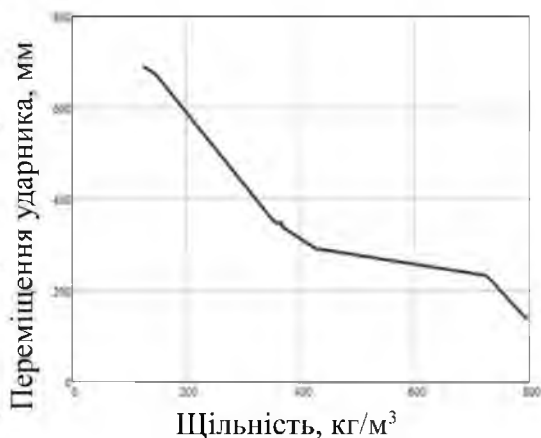
На першому етапі для попередніх багатоваріантних розрахунків з метою підвищення їхньої ефективності використовувалися SEM середнього рівня. В якості основного обмеження виступало максимальне переміщення

ударника (воно не повинно перевищувати значення, отриманого в результаті експерименту).

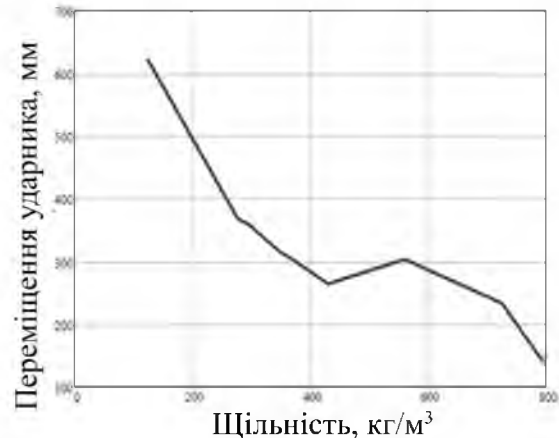
Змінними параметрами виступали: щільність піноалюмінію та товщини стінок стійки бампера. Для другого випадку змінну товщину мали обидві стінки – зовнішня та внутрішня. Грунтуючись на результатах роботи [8], щільність варіювалася від  $50 \text{ кг/м}^3$  до  $800 \text{ кг/м}^3$ , товщина стінки змінювалася від 1 мм до 4 мм дискретно.

Завдання оптимізації вирішувалося за допомогою побудови поверхні відгуку (метамодель) методом Radial basis function network (заснований на нейронних мережах) та алгоритму adaptive simulated annealing (алгоритм імітації відпалу). Даний вибір зроблено, ґрунтуючись на раніше проведених дослідженнях.

Залежність переміщення ударника від щільності піноалюмінію показано на рис. 2.34. Витрачений машинний час розрахунку – 18 годин.



а)



б)

а – повністю заповнена; б – частково заповнена (з подвійними стінками)

Рисунок 2.34 – Залежність переміщення ударника від щільності піноалюмінію

Аналізуючи результати оптимізації моделі середнього рівня можна сказати, що використання часткового заповнення дає при аналогічному переміщенні ударника меншу масу, ніж у випадку повністю заповненої

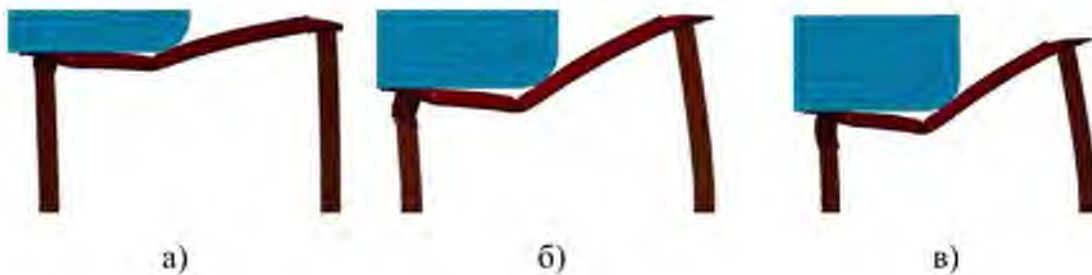


стіжки; товщина стінки меншою мірою впливає на властивості та поведінку конструкції, ніж щільність піноалюмінію; оптимальними параметрами є товщина стінки 1 мм, щільність  $330 \text{ кг/м}^3$ .

Як впливає з графіків залежність переміщення ударника від щільності піноалюмінію нелінійна для обох випадків, що розглядається, що накладає додаткові вимоги до параметрів оптимізації

На другому етапі проводився пошук оптимальних параметрів для СЕМ вищого рівня з частковим наповненням (з подвійними стінками). В даному випадку варіювалася лише щільність піноалюмінію в межах від  $200 \text{ кг/м}^3$

до  $400 \text{ кг/м}^3$ , товщини зовнішньої та внутрішньої стінок дорівнюють 1 мм. Максимальне переміщення ударника також не має перевищувати значення, отриманого експериментально



а – 0,02 с; б – 0,05 с; в – 0,08 с

Рисунок 2.35 – Результати розрахунку бампера в залежності від часу. За результатами моделювання можна зробити такі висновки: оптимальним параметром щільності піноалюмінію є значення  $258 \text{ кг/м}^3$ ; максимальне переміщення ударника – 415 мм, що відповідає експериментальним дослідженням; маса бампера – 9,8 кг, що менше маси первісної конструкції – 10,3 кг на 5%, при цьому максимальне переміщення ударника та поведінка конструкції ідентичні.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки: для розрахунків тонкостінних конструкцій типу бамперів автомобілів рекомендується використовувати SE типу shell Belytschko-Tsay з розмірами SE до 5 мм (при цьому середня похибка становить 3,7% порівняно з

експериментом). За значеннями трудовитрат на її створення та розв'язання задачі та за похибками результатів такі моделі можна вважати раціональними, для попередніх багатоваріантних розрахунків можна використовувати СЕМ середнього рівня з розмірами СЕ 10... 15 мм та типом solid constant stress (для моделювання піноалюмінію), оскільки поведінка такої моделі ідентична поведінці реальної конструкції (при цьому витрати машинного часу значно менші, ніж для СЕМ вищого рівня); для уточнюючих оптимізаційних розрахунків слід використовувати СЕМ вищого рівня, однак у цьому випадку необхідно ретельно підбирати кількість параметрів, що варіюються, і діапазон їх зміни, оскільки це впливає на машинний час розрахунку і точність результатів; отримана в результаті параметричної оптимізації модель має масу на 5% менше ніж вихідна конструкція.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## РОЗДІЛ 3 МЕТОД УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ КАБІН АВТОМОБІЛІВ ДЛЯ ЗАДОВОЛЕННЯ ВИМОГ ЩОДО ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ ЗА МІНІМАЛЬНОЇ МАСИ

### 3.1. Основні положення методу

На попередньому (конструкторському) етапі створюється віртуальна модель кабіни (синтез кабіни), виходячи з умов ергономіки, естетики, дизайну, умов оглядовості, правильної посадки водія та пасажирів, технологічних можливостей підприємства-виробника та ін. Далі складається раціональна СЕМ кабіни вантажного автомобіля (на базі оболонкових СЕ), СЕМ основних агрегатів, моделюються підлога, лонжерони, панелі та елементи каркасного типу.

На наступному етапі проводиться попередній розв'язок задачі СКЕ на основі складеної моделі з базовими параметрами (запропонованими конструкторами) на статичні та динамічні режими навантаження. В першу чергу оцінюються властивості міцності конструкції, а також проводиться аналіз довговічності окремих елементів кабіни. У разі позитивних результатів розрахунку СЕМ кабіни проводиться другий етап, у разі негативних результатів модель кабіни відправляється на подальше доопрацювання конструкторам.

На другому етапі проводяться дослідження, спрямовані на перевірку задоволення кабіни вимог міжнародних та національних правил з пасивної безпеки. За результатами розрахунку оцінюється залишковий життєвий простір та проводиться аналіз відповідності іншим вимогам правил. При цьому моделюються стани конструкції, такі як контакт, втрата стійкості, змицання, вигин, поява пластичних шарнірів та виявляються найбільш податливі ділянки та місця пластичних шарнірів. Ранжуються режими навантаження за рівнем небезпеки водія та пасажирів.

Третій етап залежить від результатів розрахунку кабіни за правилами пасивної безпеки. Якщо кабіна задовольняє правилам (залишковий

життєвий простір зберігся), то проводиться параметрична оптимізація, що спрямована на зменшення маси кабіни за умови збереження життєвого простору. В даному випадку в якості цільової функції виступає маса, як обмеження – максимальне переміщення контрольної точки; параметрами, що варіюються, є товщини панелей елементів каркасного типу. Варто відзначити, що варіювання товщин має бути дискретним і залежати від номенклатури листового матеріалу для підприємства-виробника. Найбільш ефективним методом вирішення задач параметричної оптимізації є підхід, заснований на побудові метамоделі та подальшому пошуку мінімуму на отриманій поверхні відгуку. За результатами оптимізації складається доопрацьована раціональна СЕМ кабіни та проводиться перевірочний розрахунок за правилами пасивної безпеки. У разі позитивних результатів перевірочного розрахунку отримана модель кабіни відправляється на заключний етап, у разі негативних проводиться доопрацювання згідно з алгоритмом, описаним нижче.

Якщо кабіна не задовольняє вимогам (найбільш ймовірний результат віртуальних випробувань), то для доопрацювання кабіни на етапі проектування необхідно використовувати можливості сучасних алгоритмів у галузі параметричної та топологічної оптимізації. Для цього створюється область проектування і вирішується завдання отримання картини оптимального розподілу матеріалу в області проектування для всіх аналізованих ударних режимів навантаження, для цього використовується основний алгоритм методу топологічної оптимізації стосовно задач ударного впливу, див. підрозділ 2.1. На основі результатів оптимізації та всебічного аналізу НДС, у моделі кабіни виділяється раціональне число підзон, які необхідні, як для відпрацювання варіантів використання підсилювачів та наповнювача, так і для отримання розв'язання оптимізаційної задачі. Розподіл кабіни на занадто велику кількість підзон може призвести до неадекватних результатів розрахунку або оптимізаційний алгоритм може не досягти збіжності.



Паралельно проводяться дослідження, що спрямовані на виявлення специфіки поведінки kabіни при різних ударних режимах навантаження згідно з правилами з пасивної безпеки. Визначаються, які типи елементів найактивніше задіяні у процесі деформування за різних видів удару (елементи каркасного типу чи панелі), проводиться аналіз НДС, виявляються зони з великими пластичними деформаціями і місця виникнення пластичних шарнірів. Вибирається метод доробки kabіни: підсилювачі зі звичайної сталі, підсилювача з високоміцної сталі, різні типи наповнювачів. В якості наповнювачів можуть виступати матеріали, що придатні для заповнення замкнених порожнин (інфузійні матеріали), при цьому вони повинні мати хороші властивості по співвідношенню енергоємність-маса; найбільш ефективним з цієї точки зору є піноалюміній (див. підрозділи 2.3, 2.4). Вибір способу доопрацювання залежить від технологічних та економічних можливостей підприємства-виробника.

Варіанти доопрацювання можуть розглядатися як окремо, так і їх комбінація (підсилювачі плюс наповнювач, підсилювачі зі звичайної сталі плюс підсилювачі з високоміцної сталі та ін.). Виходячи з технологічних можливостей та естетичних норм визначається спосіб кріплення підсилювачів до елементів конструкції kabіни: зварне або клейове з'єднання. При цьому клейове з'єднання дозволяє зменшити кількість зварних точок і швів, що спрощує остаточне складання та доведення kabіни.

Грунтуючись на проміжних дослідженнях, робиться висновок про те, які механізми доопрацювання можливі для конструкції kabіни, що розглядається.

Четвертий етап полягає у проведенні оптимізації kabіни з метою задоволення вимог правил пасивної безпеки та мінімізації маси. Його можна розділити на два випадки: оптимізація елементів каркасного типу та оптимізація конструкцій панелей.

Для першого підвипадку, на попередньому етапі проводяться окремо один від одного оптимізації параметрів підсилювачів і наповнювача (якщо

наповнювач обраний як варіант доопрацювання), спрямовані на виявлення найбільш і найменш впливових елементів на механічні властивості конструкції для найбільш небезпечного режиму навантаження. Ця

процедура дозволяє виключити з розгляду ті підзони, вплив яких на результат незначний, тим самим скоротити час, що витрачається на підготовку моделі та розрахунок. Далі проводиться остаточна оптимізація параметрів, що залишилися, а в разі комбінованого підходу спільна оптимізація параметрів наповнювача і підсилювачів. Отримана модель

кабіни допрацьовується і перевіряється на режими навантаження, що залишилися. Якщо модель не задовольняє вимогам, вона повертається на

третьій етап, де вибираються інші способи доопрацювання конструкції кабіни. Наприклад, якщо застосування підсилювачів із звичайної сталі не дозволяє задовольнити вимоги пасивної безпеки при певному режимі

навантаження, то необхідно розглянути варіанти застосування підсилювачів із високоміцної сталі або використовувати наповнювач в елементах каркасного типу кабіни.

Другий випадок, доопрацювання панелей доцільно проводити тільки після доведення кабіни в цілому (якщо існує така необхідність), оскільки

зміни, які вносяться на попередніх етапах, можуть серйозно вплинути на НДС панелей кабіни під час удару. Для вирішення цього завдання виділяється область конструкції, жорсткість якої порівнюється з жорсткістю панелі, що розглядається в складі кабіни. Потім проводиться топологічна

оптимізація для виявлення зон, раціонального розташування підсилювачів або наповнювача (залежить від обраного способу доробки кабіни).

Інтерпретація результатів оптимізації дозволяє отримати картину найефективнішого розташування підсилювачів. Варто зазначити, що інтерпретація – складне завдання, що вимагає від інженера особливих знань

та досвіду у розробці кабін вантажних автомобілів. Якщо задня частина кабіни складається з одиночної панелі, то підсилювачі повинні мати форму профілю, що дозволяє здійснювати кріплення до панелей автоматичним

способом, якщо з двох паралельних панелей, то в такому випадку раціональніше використовувати міжпанельні ребра, в обох випадках, замкнений простір, що утворюється, може бути використаний для посилення за допомогою наповнювача. Далі проводиться параметрична оптимізація, спрямована на уточнення розмірів та властивостей підсилювачів та наповнювача, а також необхідна для визначення зон, що найменше впливають на механічні властивості виділеного фрагмента кабіни.

В обох випадках отримана модель кабіни допрацьовується і перевіряється на режими навантаження, що залишилися. Якщо модель не задовольняє вимогам, вона повертається на третій етап, де вибираються інші способи доробки кабіни.

П'ятий етап – синтез кабіни на основі результатів оптимізації, складання високоточних СЕМ, проведення розрахунку допрацьованої моделі та оцінка основних параметрів. До основних параметрів належать: оцінка життєвого простору та оцінка прискорення центру мас голови манекена [10].

При складанні високоточних моделей необхідно приділити особливу увагу моделюванню опор, шибок, дверей та манекена. Згідно з раніше проведеними дослідженнями, двері додають 10% до жорсткості кабіни кожна. Манекен необхідний для оцінки прискорення, що виникають у голові водія в процесі зіткнення, дане положення не регламентується правилами, але воно не менш важливе, оскільки великі навантаження можуть призвести до смерті і при збереженні життєвого простору всередині конструкції кабіни.

Окремим пунктом необхідно виділити аналіз конструкції на предмет утворення пластичних шарнірів, оскільки вони призводять до великих деформацій конструкції і, як наслідок, до значного зменшення енергоємності. Комплексний підхід щодо усунення пластичних шарнірів полягає в локальному збільшенні жорсткості на ділянках утворення

шарнірів шляхом ведення ребер жорсткості, підсилювачів та ін., а також у збільшенні товщини та розмірів поперечного перерізу (у разі, якщо пластичний шарнір утворюється в лонжеронах, порогах, стійках ін).

### 3.2. Застосування розробленої методики на прикладі кабіни КАМАЗ

3.2.1. Аналіз результатів розрахунку вихідної моделі кабіни КАМАЗ та оцінка відповідності вимогам правил щодо пасивної безпеки

Об'єктом дослідження у цій роботі є безкапотна кабіна вантажного автомобіля. Зовнішній вигляд кабіни показано на рис. 3.1, а. СЕМ кабіни створювалася на основі методик, викладених у роботах [2, 3, 10] та показана на рис. 3.1, б. Характерний розмір скінченного елемента – 25 мм, розмір елемента в місцях концентрації напружень та підзони – 10...15 мм, що характерно для моделей середнього рівня (за нашою класифікацією), кількість елементів – 58521. Товщина внутрішніх та зовнішніх панелей обшивки – 1 мм, лонжеронів кабіни – 2 мм. Матеріал кабіни – сталь 08Ю з кінематичним зміщенням, маса кабіни без внутрішнього обладнання скла, дверей та зовнішнього облицювання – 225 кг.

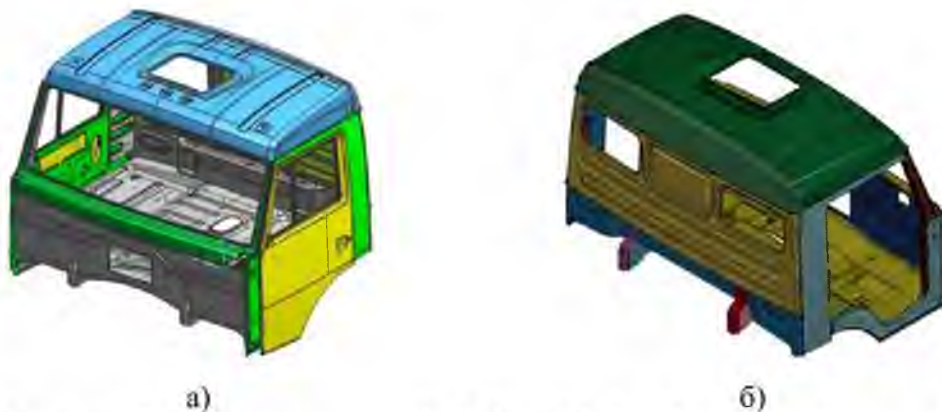


Рисунок 3.1 – Об'єкт дослідження: твердотільна модель (а) та СЕМ кабіни (б)

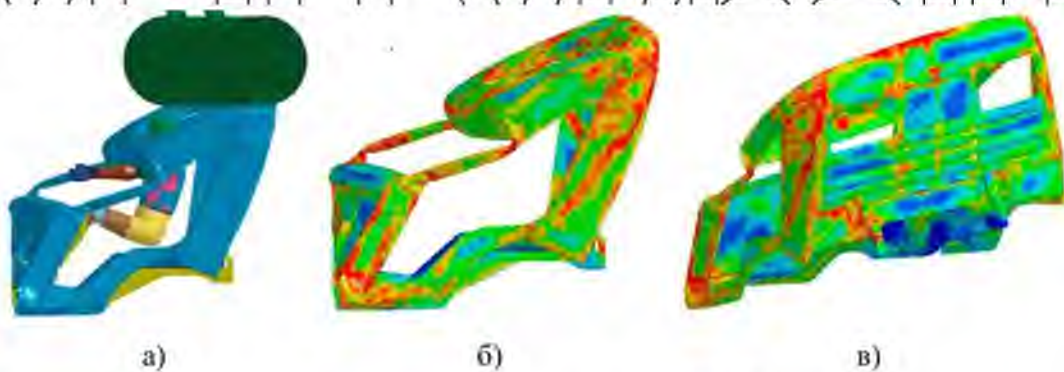
Для перевірки працездатності кабіни було проведено розрахунок щодо оцінки відповідності ударним вимогам правил пасивної безпеки VVES 2003:29 та ЄЕК ООН №29. У цій роботі розглядаються найбільш складні ударні режими навантаження: випробування ударом маятника масою 1000



кг з початковою швидкістю 7,6 м/с по передній стійці кабіни під кутом 15° (енергія удару 29,4 кДж), удар маятником масою 1500 кг по передній частині кабіни з початковою швидкістю 8,6 м/с (енергія удару 55 кДж), удар маятником масою 1000 кг по задній панелі кабіни з початковою швидкістю 7,6 м/с (енергія удару 29,4 кДж) [3, 7]. Результати розрахунку трьох режимів навантаження показано на рис. 3.2 – 3.5

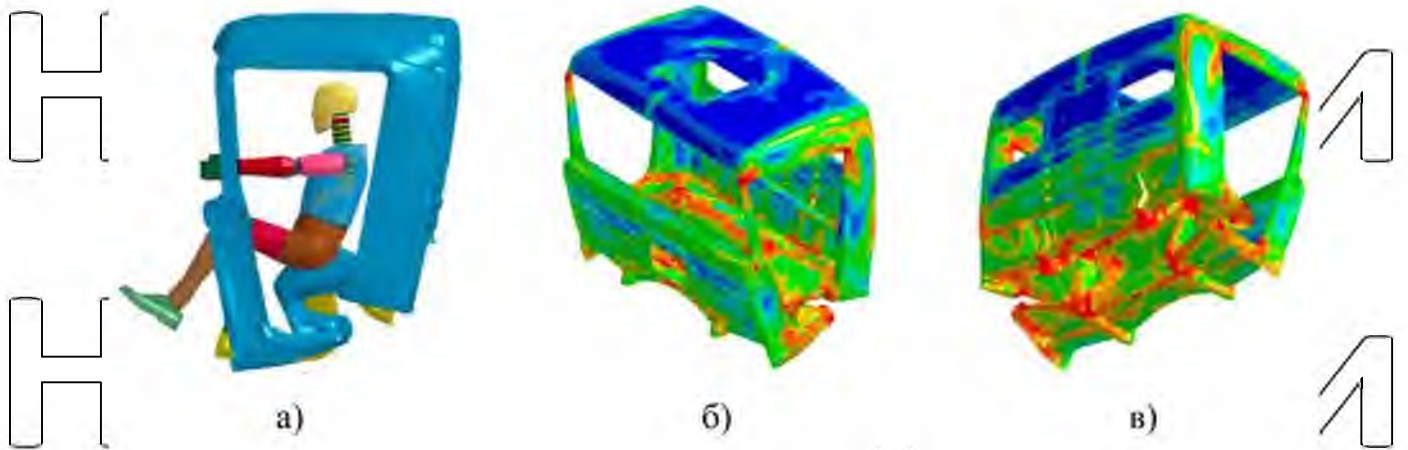


Рисунок 3.2 – Види випробувань кабіни на передній удар (а), удар по стійці (б) та удар задю (в)



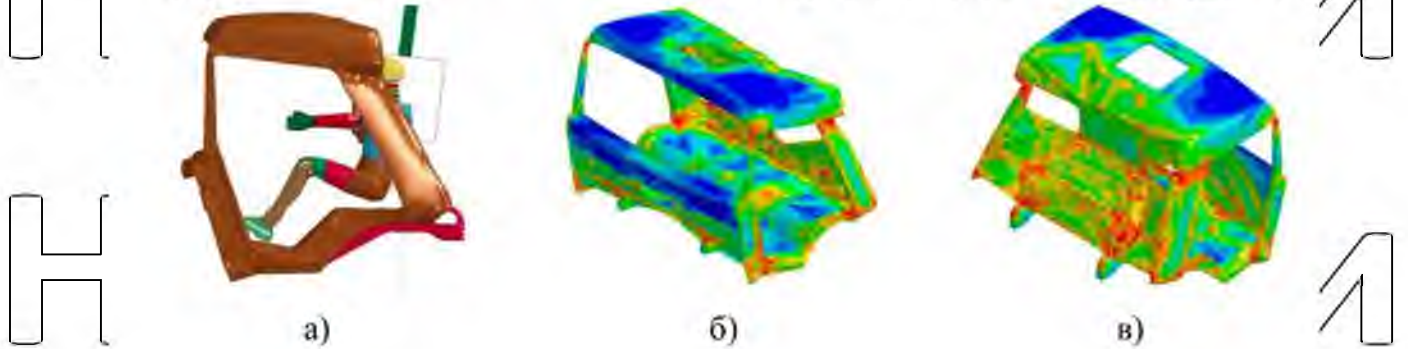
а – СЕМ у кінцевій фазі удару; б – напруження за Мізесом; в – деформований стан кабіни

Рисунок 3.3 – Результати розрахунку кабіни при ударі по стійці



а – СЕМ у кінцевій фазі удару; б – напруження за Мізесом; в – деформований стан кабіни

Рисунок 3.4 – Результати розрахунку кабіни при фронтальному ударі



а – СЕМ у кінцевій фазі удару; б – напруження за Мізесом; в – деформований стан кабіни

Рисунок 3.5 – Результати розрахунку кабіни при ударі ззаду

Аналізуючи отримані результати можна дійти певного висновку, що залишковий життєвий простір значно менше необхідних значень для розглянутих режимів навантаження. У конструкції виникли великі пластичні деформації, дверний отвір сильно деформувався, спостерігаються зони змигання в місцях з'єднання порогів із передньою та задньою частинами кабіни.

Сильні деформації виникли в середній частині лонжеронів, при ударі ззаду панель не витримує сили удару і повністю зминається всередину кабіни.

Ранжувати режими навантаження для даної кабіни за рівнем збереження життєвого простору можна в наступному порядку: удар спереду по стійці, фронтальний удар по передній частині кабіни, удар по задній частині кабіни.

Грунтуючись на проведеному аналізі, було поставлено завдання доопрацювати кабіну з метою задоволення вимог щодо пасивної безпеки та мінімізації маси.

Виходячи з технологічних можливостей підприємства-виробника та вимог замовника, розглянуту кабіну можна доопрацювати кількома способами: використання тільки підсилювачів у вигляді накладок (зі звичайної або високоміцної сталі). Даний спосіб є найменш витратним та найбільш технологічним, але при цьому збільшення маси кабіни більше, ніж у другому випадку; використання підсилювачів у вигляді накладок та наповнювача в елементах каркасного типу. Цей підхід дозволяє отримати масу кабіни менше, ніж у першому випадку, що покращує експлуатаційні характеристики вантажного автомобіля, особливо це важливо для магістральних тягачів, але збільшує вартість виробництва кабіни.

### 3.2.2. Постановка задачі топологічної оптимізації

З метою оптимального розподілу підсилювачів і наповнювача по каркасу кабіни була проведена спільна топологічна оптимізація для режимів навантаження, що розглядаються.

Для розв'язання завдань ударного впливу була створена СЕМ, що складається з BeLytshko-Tsay елементів (кабіна) і solid constant constant stress елементів. Вона показана на рис. 3.6. Вся сукупність solid елементів складає простір проєктування, що бере участь у топологічній оптимізації.

Мета оптимізації – забезпечення життєвого простору конструкції при мінімальній масі. Основне завдання розрахунку полягає у отриманні картини оптимального розподілу матеріалу по каркасу кабіни у разі ударного навантаження.



НУЕ

їїни

НУЕ

їїни



НУБІП України

Рисунок 3.6 – Область проектування  
 Оптимізація проводилася методом гібридних осередків (HCA) у програмі LS-TaSC, як одним з найбільш ефективним для подібних завдань

[4, 5, 10].

НУБІП України

Результати топологічної оптимізації подано на рис. 3.7

Н



↗

Рисунок 3.7 – Результати топологічної оптимізації

НУБІП України

Аналізуючи отримані результати можна відзначити, що основними елементами, що передають навантаження на кронштейни кріплення кабіни до рами, при ударі маятником спереду, є підлога та лонжерени. У свою

НУБІП України

чергу, наповнювач, розташований у порожнинах по контуру дверного отвору, посилює конструкцію, запобігаючи виникненню пластичних шарнірів при ударі по стійці. Елемент каркасного типу, розташований під лобовим склом, посилений наповнювачем, об'єднує в єдиний контур дверні



отвори, тим самим збільшуючи крутильну жорсткість передньої частини кабіни. Для зменшення наслідків удару по задній стіні кабіни слід посилити верхню частину задньої панелі у місці кріплення до даху.

Грунтуючись на результатах топологічної оптимізації та всебічного аналізу НДС кабіни, було розглянуто два варіанти доопрацювання: використання тільки накладок; використання накладок та наповнювача.

### 3.2.3. Доробка кабіни за допомогою накладок

Для вирішення поставленої задачі було сформульовано завдання пошуку оптимального рішення для кабіни за допомогою параметричної оптимізації. Відповідно до підрозділу 3.1 та роботи [17] кабіна була поділена на підзони, як показано на рис. 3.8. На першому етапі дослідження проводилося для режиму навантаження – удар маятником по передній стійці.

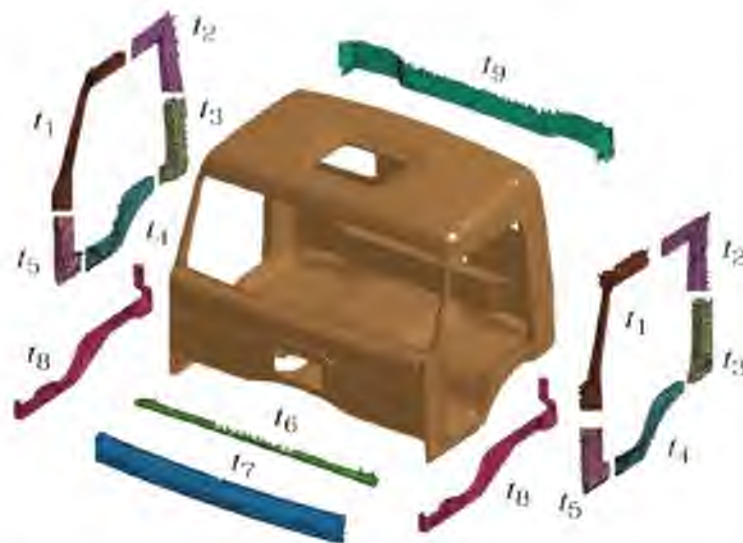


Рисунок 3.8. Схема доробки кабіни за допомогою накладок

Накладки  $t_1, t_2, t_3, t_4, t_5$  служать для посилення зон дверного отвору, в яких виникають пластичні шарніри, елементи  $t_6$  і  $t_7$  необхідні для збільшення жорсткості навколо лобового скла, накладка  $t_9$  дозволяє збільшити жорсткість нижньої частини задньої панелі. Всі товщини варіюються незалежно одна від одної і лежать у діапазоні: 0,1 мм; 1 мм; 2 мм; 3 мм; 4 мм.

На основі проведеного аналізу вихідної конструкції, максимальне переміщення стійки в контрольній товщі (КТ) не повинно перевищувати 400 мм (контрольна товща – вузол на стійці, який має максимальне переміщення).

Завдання оптимізації вирішувалося за допомогою побудови поверхні відгуку/(метамодель) методом Radial basis function network (заснований на штучних нейронних мережах) та алгоритму adaptive simulated annealing (алгоритм імітації відпалу). Результати попереднього розрахунку показали, що застосування накладок із максимальними товщинами дозволяє зберегти життєвий простір усередині кабіни.

Накладка  $t_1$  приймає основне ударне навантаження від маятника, накладка  $t_2$  згідно з рис. 3.8 посилює підзону, в якій виникає еластичний шарнір. У свою чергу елементи  $t_6, t_7$  – накладки навколо лобового скла та  $t_8$  лоіжерон, практично не додають жорсткості конструкції при ударі маятником по передній стійці, тому в допрацьованій кабіні від накладок та збільшення товщини лоіжерону можна відмовитись.

Аналіз результатів показує, що використання накладок із високоміцної сталі дозволяє отримати масу кабіни на 14% менше, ніж при використанні накладок із звичайної сталі, при аналогічних параметрах жорсткості кабіни.

Далі було проведено перевірку обох варіантів доопрацювання кабіни згідно з правилами пасивної безпеки.

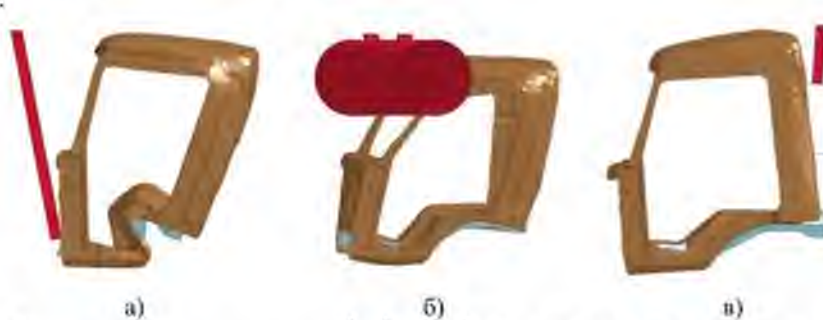


Рисунок 3.9 – Результати випробувань кабіни на передній удар (а), удар по стійці (б) та удар ззаду (в)

Як видно з рис. 3.9, залишковий життєвий простір не зберігся у разі фронтального удару для обох варіантів доопрацювання конструкції. Кабіна сильно деформувалася в поздовжньому напрямку, пороги, підлога і лонжерони зім'ялися і втратили несучу здатність через пластичні деформації. У разі удару маятником по задній панелі деформації кабіни стали значно меншими, ніж у вихідного варіанту.

На другому етапі досліджувався режим навантаження – удар маятником по передній частині кабіни (другий режим за складністю). В якості СЕМ кабіни використовувався варіант, показаний на рис. 3.8 з аналогічним розподілом на підзони.

Результати розрахунку при максимальних значеннях параметрів, що варіюються, показали, що досягти мети збереження життєвого простору не виходить, отже, необхідно використовувати наповнювач для збільшення жорсткості і енергоємності конструкції кабіни.

#### 3.2.4. Доробка кабіни за допомогою наповнювача та накладок

У цьому випадку доробка кабіни проводилася як за допомогою наповнювача [18, 19], так і за допомогою накладок. В якості наповнювача був обраний матеріал піноалюміній, як найбільш оптимальний з точки зору жорсткості та маси.

Для вирішення поставленої задачі використовувалася параметрична оптимізація. Параметри, що варіюються: щільність піноалюмінію  $\rho_i$ , яка змінюється в межах від  $100 \text{ кг/м}^3$  до  $800 \text{ кг/м}^3$  і товщини накладок  $t_j$ : 0,1 мм; 1 мм; 2 мм; 3 мм; 4 мм.

Так само, як і в попередньому пункті, на першому етапі дослідження проводилося для режиму навантаження – удар маятником по передній стійці.

Для отримання розв'язання задачі оптимізації кабіна була поділена на підзони та заповнена піноалюмінієм. На підставі попередніх досліджень було виділено підзони навколо дверного отвору, лобового скла та



лонжеронів. Крім наповнювача дверні отвори та передня частина були посилені накладками. Також варіювалася товщина лонжеронів для збільшення жорсткості kabіни. На рис. 3.10 показана картина розподілу накладок та наповнювача по каркасу kabіни.

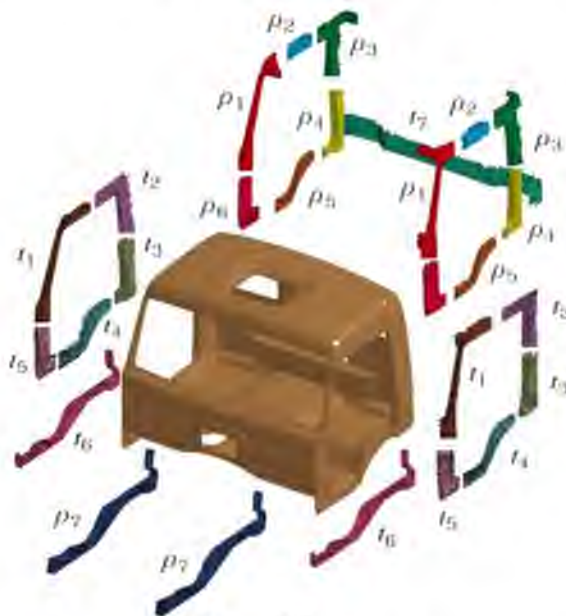


Рисунок 3.10 – Схема доробки kabіни за допомогою накладок та наповнювача

З аналізу даних випливає, що для забезпечення вимог щодо пасивної безпеки kabіни при ударі по передній стійці маятником необхідно для уникнення виникнення великих пластичних деформацій підзону  $\rho_2$  та  $\rho_6$  об'єднати та заповнити піноалюмінієм із щільністю  $800 \text{ кг/м}^3$ , а підзону  $\rho_3$  – із щільністю  $670 \text{ кг/м}^3$ , також зону  $t_2$  необхідно посилити за допомогою накладки товщиною 4 мм. Накладки в місцях  $t_4$ ,  $t_5$ ,  $t_6$  та  $t_7$  не потрібні. В результаті переміщення КТ трохи перевищує задане значення 400 мм. При цьому маса на 12 кг більша, ніж у варіанта, в якому використовуються тільки накладки.

Далі було проведено перевірку доопрацьованого варіанта kabіни згідно з правилами пасивної безпеки.





Рисунок 3.11 – Результати випробувань кабіни на передній удар (а), удар по стійці (б) та удар ззаду (в)

Як видно з рис. 3.11 залишковий життєвий простір не зберігся у разі фронтального удару по передній частині. Кабіна деформувалася в поздовжньому напрямку, жорсткості наповнювача в поротах не вистачило для запобігання зминання та втрати несучої здатності. У разі удару маятником по задній панелі деформації кабіни стали значно меншими, ніж у вихідного варіанту.

На другому етапі досліджувався режим навантаження – удар маятником по передній частині кабіни (другий режим за складністю). Схема поділу конструкції кабіни на підзони показана на рис. 3.10. Максимальне переміщення маятника має перевищувати 400 мм.

Аналіз результатів параметричної оптимізації показав, що для збереження життєвого простору при фронтальному ударі маятником необхідно доопрацювати конструкції наступним способом: збільшити товщину порогів та лонжеронів до 4 мм, лонжерони заповнити піноалюмінієм із щільністю  $800 \text{ кг/м}^3$ . В результаті переміщення маятника трохи перевищує задане значення 400 мм. При цьому маса кабіни зросла на 51 кг до 303 кг.

### 3.2.3. Доопрацювання задньої частини кабіни

На третьому етапі проводилася доробка кабіни при удар ззаду. З рис. 3.11 видно, що доробки, зроблені на попередніх етапах, дозволили

збільшити жорсткість кабіни в тому числі для удару маятником по задній частині кабіни. Максимальне переміщення точки на маятнику становило 373 мм.

В результаті деформації у доопрацьованій конструкції менше, ніж у базового варіанта (685 мм), проте вони все одно залишаються критичними з точки зору збереження життєвого простору в салоні кабіни.

Тому потрібно подальше доопрацювання задньої частини кабіни, яке будуватиметься на пошуку найкращої структури елементів каркасного типу та використання наповнювача (піноалюмінію) та накладок (ребер жорсткості).

Аналіз картини НДС кабіни дозволяє зробити висновок про те, що жорсткості конструкції в районі дверного отвору, передньої панелі та лобового скла є достатньою для поглинання ударної енергії маятника. У зв'язку з цим для скорочення тривалості розрахунків на попередній стадії доопрацювання конструкції доцільно використовувати тільки задню частину кабіни, як показано на рис. 3.12. Переміщення маятника при моделюванні удару тільки по задній частині кабіни склало 406 мм, що на 8% менше, ніж у разі моделювання всієї кабіни.

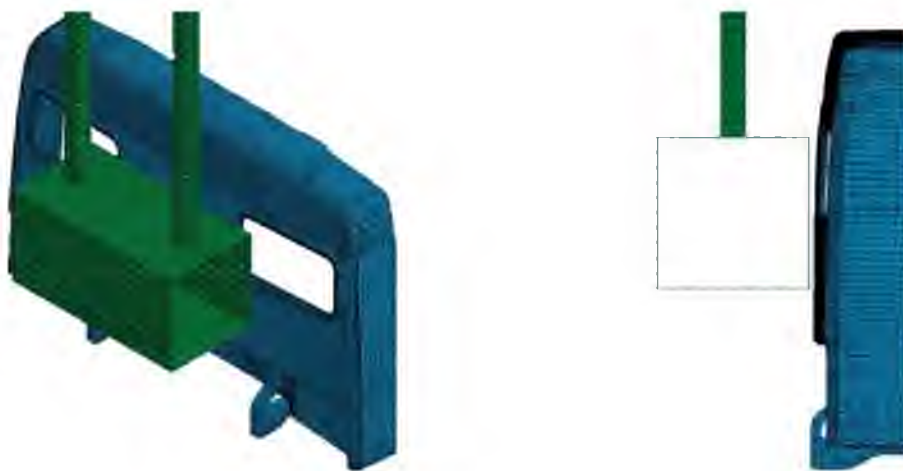


Рисунок 3.12 – СЕМ задньої панелі в момент удару маятником

Грунтуючись на отриманих результатах, було поставлено завдання здійснити пошук оптимальних рішень для задньої частини кабіни з метою задоволення вимог щодо пасивної безпеки та мінімізації маси.



Для отримання картини оптимального розташування силових елементів каркасного типу на задній панелі кабіни було проведено топологічну оптимізацію при ударі маятником. Мета об'єктивної функції – пошук оптимального розташування силових елементів каркасного типу на задній панелі, що забезпечують необхідний життєвий простір при ударі ззаду та мінімум маси конструкції. Результат топологічної оптимізації та її інтерпретація представлені на рис. 3.13.

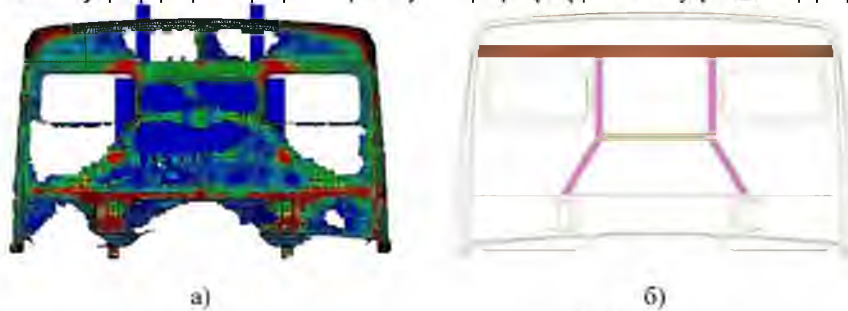


Рисунок 3.13 – Результати топологічної оптимізації (а) та інтерпретації (б)

Аналізуючи отримані результати можна визначити, що вертикальні стійки дозволяють передати ударне навантаження до місць розташування елементів кріплення конструкції до лонжеронів; верхній поперечний елемент збільшує згинальну жорсткість задньої панелі.

Грунтуючись на результатах топологічної оптимізації, був запропонований варіант доопрацювання задньої частини кабіни, який представлений на рис. 3.13, б. До панелі кабіни на етапі виготовлення приварюються або приклеюються профілі  $\Omega$ -подібного перерізу, заповнені піноалюмінієм, як показано на рис. 3.14.



Рисунок 3.14 – Варіант доопрацювання задньої панелі кабіни

З метою визначення оптимальних значень товщин профілів та щільності наповнювача було поставлено завдання параметричної оптимізації. У даній задачі в якості параметрів, що варіюються виступає щільність піноалюмінію  $\rho_i$ , яка змінюється в межах від  $100 \text{ кг/м}^3$  до  $800$

$\text{кг/м}^3$ , і товщини ребер  $t_i$ : 0,1 мм; 1 мм; 2мм, 3мм. На основі раніше проведеного аналізу та вимоги збереження життєвого простору максимальне переміщення маятника не повинно перевищувати 500 мм.

Аналіз результатів параметричної оптимізації показав, що використання профілю без наповнювача неефективне, тому що при схожих значеннях масою переміщення маятника на 10% більше. Отже, остаточне доопрацювання задньої панелі кабіни здійснювалося за допомогою пінозаповненого профілю товщиною 1 мм. В результаті остаточного

доопрацювання кабіна почала задовольняти вимоги з пасивної безпеки, проте маса кабіни збільшилася на 37% до 308 кг у порівнянні з вихідною конструкцією. Результати розрахунку оптимізованої моделі кабіни показано на рис. 3.15.



Рисунок 3.15 – Результати випробувань кабіни на передній удар (а), удар по стійці (б) та удар ззаду (в)



## ВИСНОВКИ

1. Розроблено методику вдосконалення конструкцій кабін вантажних автомобілів та їх елементів на стадії проектування на базі топологічної та параметричної оптимізації для забезпечення вимог міжнародних (Правила ЄЕК ООН №29) та національних правил (VVFS 2003:29 «Шведські норми») щодо пасивної безпеки та мінімізації маси.

2. Запропоновано раціональні скінченно-елементні моделі для ефективного пошуку оптимальних рішень, що дозволяють отримувати результати з прийнятною точністю при скороченні часу розрахунку. При цьому рекомендується використовувати для вирішення задач топологічної та параметричної оптимізації кабін автомобілів СЕМ середнього рівня (базовий розмір оболонкових та об'ємних елементів 30...35 мм, розмір елементів у місцях концентрації напружень та в підзонах – 10...15 мм); для уточнюючих розрахунків доцільно використовувати високоточні моделі вищого рівня (розмір оболонкових та об'ємних елементів – до 10 мм).

3. Розроблено підхід цілеспрямованого виділення підзон у конструкції кабіни з подальшим аналізом їх впливу на відгук конструкції, який дозволяє скоротити час на підготовку та вирішення (більш ніж у 5 разів) завдання оптимізації з гарантованим отриманням результату порівняно з оптимізацією конструкції в цілому.

4. Запропоновано підхід цілеспрямованої зміни конфігурації, жорсткості та енергоємності несучих елементів кабін, особливістю якого є обґрунтоване визначення параметрів підсилювачів (розміри, матеріал) та наповнювачів на базі застосування топологічної та параметричної оптимізації, що дозволяє задовольнити вимогам пасивної безпеки та мінімальної кількості наповнювачів, що необхідно для отримання прийнятних результатів.

5. Запропоновано оцінчні параметри та їх порогові значення (питома енергоємність  $>2500$ ; коефіцієнт навантаженості  $>1,5$ ; зміна площі

поперечного перерізу в зоні контакту  $\leq 1,25$ ; втрата несучої здатності), які дозволяють на попередньому етапі розробки конструкції підібрати типи матеріалів та їх властивості ефективного заповнення елементів кабін вантажних автомобілів каркасного типу.

6. Запропоновані рекомендації на базі методики зміни конструкції кабіни вантажного автомобіля КАМАЗ (комбіноване використання накладок та наповнювача) дозволили задовольнити вимогам пасивної безпеки при мінімальному збільшенні маси конструкції (маса збільшилася на 37%). Використання підсилювачів у вигляді накладок із звичайної та високоміцної сталі не завжди дозволяє досягти задоволення вимог щодо пасивної безпеки для кабін вантажних автомобілів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Almqvist C.J. European accident research and safety report 2018 Volvo trucks. Gothenburg, 2018. 35 p. Посилання:

<http://www.Volvotrucks.com/SiteCollectionDocuments/VTC/Corporate/Values/ART%20Report%202013.pdf> (дата звернення 27.09.23).

2. European Commission 2018; Road Safety Evolution. Електронний ресурс:

[http://ec.europa.eu/transport/road\\_safety/specialist/statistics/index\\_en.htm](http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/statistics/index_en.htm) (дата звернення 27.09.23).

3. Contributory Factors Statistics 2018, Department for Transport, UK. Електронний ресурс:

<http://www.dft.gov.uk/pgr/statistics/datatablespublications/accidents/> (дата звернення 27.09.23).

4. Mayer R.R., Kikuchi N., Scott R. A. Application of topology optimization techniques to structural crashworthiness // Int. J. Numer. Methods Eng. 1996. №39 P. 1383–1403

5. Pedersen C. B. W. Topology optimization design of crushed 2-d frames for desired energy absorption // Struct. Multidiscip. Optim. 2003. №25. P. 368–382.

6. Svanberg K. The method of moving asymptotes a new method for structural optimization // Int. J. Numer. Methods Eng. 1987. №24. P. 359–373.

7. Soto C.A. Structural topology optimization for crashworthiness // Int. J. Numer. Methods Eng. 2004. №9-3. P. 277–283.

8. Shin M.K., Park K.J., Park G.J. Optimization of structure with nonlinear behavior using equivalent load // Comp. Meth. Appl. Math. 2007. №196. P. 1154–1167.

9. Myers R.H., Montgomery D.C. Response Surface Methodology. Process and Product Optimization using Designed Experiments. Chichester, England John Wiley & Sons. 2009. 680 p.

10. Toropov V.V. Simulation approach to structural optimization // Structural Optimization. 1989. №1. P. 37-46.

11. Schoefs A.J.G. Experimental Design and Structural Optimization. PhD thesis, Technische Universiteit Eindhoven. 1987. 142 p.

12. Tu J., Choi K.K. Design potential concept for reliability-based design optimization. Technical Report R99-07. Center for Computer Aided Design and Department of Mechanical Engineering/ College of engineering. University of Iowa. 1999. P. 148-152.

13. Jin R., Chen W., Simpson T.W. Comparative studies of metamodeling techniques under multiple modeling criteria // AIAA Paper. 2000. 4801 p. 47.  
Forsberg J. Simulation Based Crashworthiness Design – Accuracy Aspects of Structural optimization using Response Surfaces // Thesis No. 954. Division of Solid Mechanics, Department of Mechanical Engineering. Linköping University, Sweden. 2002. P. 10-22.

14. Arora J.S., Belegundu A.D. Structural optimization by mathematical programming methods // AIAA Journal. 1984. №6. P 854-856. 49. Thanedar P.B., Arora J.S., Tseng C.H., Lim O.K., Park G.J. Performance of some SQP algorithms on structural design problems / P.B. Thanedar [et al.] // International Journal for Numerical Methods in Engineering. 1986. №23. P. 2187-2203.

15. Snyman J.A. The LFOPC leap-frog algorithm for constrained optimization // Comp. Math. APlic. 2000. №40. P. 1085-1096

16. Barthelemy J.F.M., Haftka R.T. Approximation concepts for optimum structural design // A review. Structural Optimization. 1993. №5. P. 129-144.

17. Box G.E.P., Draper N.R. Empirical model building and response surfaces. New York: John Wiley & Sons. 1987. 663 p.

18. Hajela P., Berke L. Neurobiological computational models in structural analysis and design. Proceedings of the 31st AIAA/ ASME/ ASCE/ AHS/ ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference. Long Beach, California. 1990. 21 p.



19. Chien-Hsun Wu Improvement design of vehicle's front rails for dynamic impact // 5th European LS-DYNA user conference, Dearborn, Michigan 2003. P. 273-280.

20. Yong Peng, Jikuang Yang, Caroline Deck, Remy Williger Finite element modeling of crash behavior for windshield laminated glass // International Journal of Impact Engineering 2013, №57, P. 27-35.

21. Nafanane A., Deb A. Validation of a hybrid III dummy model and its application in simulation of vehicle frontal NCAP tests // Altair CAE user conference, Bangalore, India. 2005. P.76-91.

22. Nilakantan G. Design and development of an energy absorbing seat and ballistic fabric material model to reduce crew injury caused by acceleration from mine // IED Blast, India. University of Cincinnati. 2006. P. 1-12.

23. Mroz1 K., Bostrom O. Comparison of hybrid III and human body models in evaluating thoracic response for various seat belt and airbag loading conditions // IRCOBI Conference, Hanover, Germany. 2011. P. 23-30.

24. Z. Zhou A full suite of hybrid III 50-th dummy models with the latest upgrades / Z. Zhou [et al.] // LS-DYNA Anwenderforum, Frankenthal. 2007. 21 p. 62.

25. K. Holmqvist Challenges in steering wheel rim to thorax impacts using finite element / K. Holmqvist [et al.] // 2010 International IRCOBI conference on the biomechanics of impact: Proceedings of the Hanover. 2007. P. 19-25.

26. Hybrid III and human body models for heavy vehicle frontal crash applications // IRCOBI Conference, Hanover, Germany. 2011. P. 78-99.

27. J. Gwehenberger Injury risk for truck occupants due to serious commercial vehicles accidents. Results of real-world-crash analysis / J. Gwehenberger [et al.] // 2002 International IRCOBI conference on the biomechanics of impact. Munich, Germany. 2002. P. 1-8.