

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ, ТРАНСПОРТУ ТА АРХІТЕКТУРИ
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти Магістра
Бакалавра (Магістра)

**Моделювання напружено-деформованого стану
енергопоглинаючих елементів автомобільного кузова**
Назва теми


Галузь знань 13 Механічна інженерія
Шифр і назва галузі знань

Спеціальність 132 Матеріалознавство
Шифр і назва спеціальності

Освітня програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів
Назва

Шифр КРМ МТВА 25 24347. 000 ПЗ

Виконав студент(ка) 2-го курсу
група МТВАм 24-1
Шифр


Підпис

Роман МУСІЯКА
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Керівник к.т.н, доцент
Науковий ступінь, вчене звання


Підпис


Олег БАБАК
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Нормоконтролер доцент кафедри ТАМ
Посада


Підпис

Олег МАКОВКІН
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

До захисту допускаю:
Завідувач кафедри ТАМ
Назва


Підпис

Олександр ДИХА
Ім'я, ПРІЗВИЩЕ

Дата 8.12 2025

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства

Світньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки (спеціальність) 132 «Матеріалознавство»

Світньо-професійна програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри TAM

проф., д.т.н. Диха О.В.

03 жовтня 2025 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Мусіяці Роману Сергійовичу

Прізвище, ім'я, по батькові

Тема роботи «Моделювання напружено-деформованого стану ергопоглинаючих елементів автомобільного кузова».

Рівнік роботи Бабак Олег Петрович, к.т.н., доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 25 серпня 2025 р. № 65 (Д28)

Строк подання студентом роботи на кафедру 1 грудня 2025 року

Вихідні дані до проекту (роботи) Матеріали практики; робочі креслення сліджуваних деталей; нормативно – технологічна документація по розбиранню, дефектації, складанню і регулюванню вузла тертя; вимоги з охорони праці і безпеки роботи при виконанні ремонтних робіт; техніко – економічні показники роботи підприємства.

Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Силова схема автомобіля з урахуванням напружено-деформованого стану його кузова;
2. Розрахунок конструкції кузова з урахуванням його напружено-деформованого стану;
3. Методика забезпечення вимог до напружено-деформованого стану кузова;
4. Матеріали та методика досліджень.

Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

Графічна частина роботи представлена у вигляді презентації на айдах

6. Виконання етапів кваліфікаційної роботи

№	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примі
1	Літературний огляд	30.09.2025	
2	Технологічний розділ	25.10. 2025	
3	Дослідницький розділ	15.11. 2025	
4	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки	22.11. 2025	
5	Оформлення презентації кваліфікаційної роботи	1.12. 2025	
6	Нормоконтроль кваліфікаційної роботи	5.12. 2025	
7	Підписання розділів. Затвердження дати захисту	5.12. 2025	

Студент

Керівник роботи


Підпис

Підпис

Роман МУСІЯКА

ІМ'Я, ПРІЗВИЩЕ

Олег БЛБАК

ІМ'Я, ПРІЗВИЩЕ

Кваліфікаційна робота на тему: «Моделювання елементів автомобіля»

Кваліфікаційна робота машинописно, висновок - білінгва

Найбільш складною частиною проектування автомобіля, проектування деталей, приділяється найбільше часу.

Найстарішим типом автомобіля на сьогоднішній день є фронтальних удару автомобіля після отримання певних параметричних даних результатами тестування лонжеронів автомобіля. Залежно від енергопоглинання автомобіля вибирають тип удару автомобіля.

Наразі розробляють нелінійного апаратуру для визначення параметричних даних для визначення параметричних даних автомобіля; розробляють параметричних даних елементів; розробляють параметричних даних бар'єру для п

1. розробляють параметричних даних

2. проєктування параметричних даних

3. розробляють параметричних даних

4. розробляють параметричних даних

Ключові слова: НАПРУЖЕННЯ, ЕЛЕМЕНТИ, АВТОМОБІЛЬ

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра Мусіяки Романа Сергійовича на тему: «Моделювання напружено-деформованого стану енергопоглинаючих елементів автомобільного кузова».

Кваліфікаційна робота магістра викладена на 84 сторінках машинописного тексту, і включає вступ, чотири розділи основного матеріалу та висновок - бібліографічний список з 43 найменувань та додатку.

Найбільш небезпечним видом ДТП для пасажирів є фронтальне зіткнення автомобіля, що рухається на високій швидкості. Таким чином, при проектуванні та випробуванні сучасних автомобілів особлива увага приділяється захисту пасажирів від фронтальних ударів.

Найстарішим методом випробувань пасивної безпеки є випробування автомобіля на фронтальний удар. За багато років конструктори та випробувачі зрозуміли, наскільки важливо враховувати вимоги до захисту автомобіля від фронтальних ударів під час проектування нового автомобіля. Таким чином, після отримання технічного завдання на новий автомобіль геометричні параметри передніх лонжеронів повинні бути визначені негайно. За результатами натурних випробувань очевидно, що наступна зміна конструкції лонжеронів пов'язана з надзвичайно значними переробками конструкції всього автомобіля. Застосування розрахункових методів для визначення параметрів енергопоглинаючих елементів починаючи з ранніх етапів проектування автомобіля вирішить проблему.

Наразі розробляється метод розрахункового моделювання фронтального удару автомобіля за допомогою програми кінцево-елементного динамічного нелінійного аналізу LS-DYNA3D. У цій роботі зазначені такі моменти:

1. розглянуто правила прогріву EuroNCAP та європейські закони;
2. проведено аналіз випробувань автомобілів провідних автовиробників для визначення основних вимог напружено-деформованого стану кузова автомобіля;
3. розроблено підхід до розробки стандартних схем енергопоглинаючих елементів;
4. розроблено та випробувано математичну модель деформованого бар'єру для проведення розрахункових випробувань автомобіля.

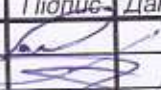



Ключові слова: КУЗОВ АВТОМОБІЛЯ, ВИПРОБУВАННЯ, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН, ЕНЕРГОПОГЛИНАЮЧІ ЕЛЕМЕНТИ, ВИПРОБУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ, ВІДНОВЛЕННЯ КУЗОВА АВТОМОБІЛЯ.

МУСІЯКА

БАБАК

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. Силова схема автомобіля з урахуванням напружено-деформованого стану його кузова.....	7
1.1 Розрахунок силової схеми кузова з урахуванням повномасштабного фронтального удару.....	7
1.2 Оцінка автомобіля згідно з процедурою EURONCAP.....	12
1.3 Концепції, що стоять за оцінкою автомобіля під час випробувань на фронтальний удар.....	16
2. Розрахунок конструкції кузова з урахуванням його напружено-деформованого стану.....	19
2.1 Вимоги до міцності та жорсткості кузова.....	19
2.2 Основні показники напружено деформованого стану елементів кузова.....	22
3. Методика забезпечення вимог до напружено-деформованого стану кузова.....	32
3.1 Основні вимоги до НДС.....	32
3.2 Розробка методики побудови математичних моделей типових енергопоглинаючих елементів.....	33
3.3. Розробка, тестування та пробне випробування моделі деформованого бар'єру для фронтального удару з перекриттям.....	50
3.4 Розробка математичної моделі деформованого бар'єру.....	57

KPM МТВА 25.24347.000 ПЗ					
Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат	
		Мусіяка			
		Бабак			
		Маковкін			
		Дітяк			
Моделювання напружено-деформованого стану енергопоглинаючих елементів автомобільного кузова			Літ.	Арк.	Акрюшів
			4	84	
ХНУ група МТВАм 24-1					

ВИСНОВОК.....	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	70
ДОДАТКИ.....	74

					<i>КРММТВА 2524347. 000 ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ВСТУП

Найбільш небезпечним видом ДТП для пасажирів є фронтальне зіткнення автомобіля, що рухається на високій швидкості. Таким чином, при проектуванні та випробуванні сучасних автомобілів особлива увага приділяється захисту пасажирів від фронтальних ударів.

Найстарішим методом випробувань пасивної безпеки є випробування автомобіля на фронтальний удар. За багато років конструктори та випробувачі зрозуміли, наскільки важливо враховувати вимоги до захисту автомобіля від фронтальних ударів під час проектування нового автомобіля. Таким чином, після отримання технічного завдання на новий автомобіль геометричні параметри передніх лонжеронів повинні бути визначені негайно. За результатами натурних випробувань очевидно, що наступна зміна конструкції лонжеронів пов'язана з надзвичайно значними переробками конструкції всього автомобіля. Застосування розрахункових методів для визначення параметрів енергопоглинаючих елементів починаючи з ранніх етапів проектування автомобіля вирішить проблему.

Наразі розробляється метод розрахункового моделювання фронтального удару автомобіля за допомогою програми кінцево-елементного динамічного нелінійного аналізу LS-DYNA3D. У цій роботі зазначені такі моменти:

1. розглянуто правила прогріву EuroNCAP та європейські закони;
2. проведено аналіз випробувань автомобілів провідних автовиробників для визначення основних вимог напружено-деформованого стану кузова автомобіля;
3. розроблено підхід до розробки стандартних схем енергопоглинаючих елементів;
4. розроблено та випробувано математичну модель деформованого бар'єру для проведення розрахункових випробувань автомобіля.

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

1 Силова схема автомобіля з урахуванням напружено-деформованого стану його кузова

1.1 Розрахунок силової схеми кузова з урахуванням повномасштабного фронтального удару

Перед тестом у ємність автомобіля повинні бути залиті рідини, які відповідають їх максимальному рівню за масою. На автомобілі також має бути встановлене запасне колесо, а також набір інструменту, який дається з автомобілем. Це називається «споряджена маса автомобіля».

Тиск шин автомобіля має відповідати рекомендованому виробником тиску половинного навантаження.

Встановіть бортове обладнання для зняття даних у багажник автомобіля. Встановіть джерела енергії та кабелі.

Автомобілі повинні мати спеціальне маркування EuroNCAP. За умови, що це не відволікає від маркування EuroNCAP, реєстраційне маркування випробування, прийняте в цій лабораторії, можна включити.

Величина перекриття.

Відстань від центру автомобіля до кермового колеса становить 10% від його ширини. Відстань від цієї точки до найбільш віддаленої по ширині автомобіля точки в цю ж сторону буде величиною перекриття з бар'єром, що деформується.

Перед тестом

Промаркувати центри педалей зчеплення, акселератора та гальма.

Якщо кермо можна регулювати як по куту нахилу, так і по довжині, встановіть його в середньому положенні.

Зніміть подушку безпеки або кермо.

Центр кермової колонки має бути промаркований.

Перед ударом двома точками дверного отвору виміряйте та запишіть позиції.

Встановіть подушку безпеки та рульове колесо. Після тесту

Перед тим, як вийняти манекен, виміряйте відстань між усіма педальми та

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

місцем для ніг. Це може бути місцем кріплення болта сидіння або на санках сидіння.

Зніміть манекени, обладнання для запису даних і, якщо воно встановлено, обладнання аварійного відключення з багажного відділення.

Зніміть подушку безпеки або кермо в зборі.

Після удару слід записати координати центрів кермової колонки, педалей зчеплення, гальма та акселератора на стороні удару, щоб вони не були навантажені та заблоковані.

Манекени Гібрид III садять на сидіння як водія, так і пасажира для проведення випробувань. Вони повинні відповідати Code of Federal Regulation Part 572 Subpart E Department of Transportation. Кожен манекен повинен бути одягнений у бавовняний трикотажний одяг з коротким рукавом. Трикотажний одяг не повинен покривати коліна. Туфлі манекена повинні відповідати MIL-S13192 rev P (розмір XW).

Манекен півторарічної дитини (TNO/Ogle P11/2) повинен бути розташований у відповідній дитячій системі утримання (CRS) на задньому сидінні пасажира.

Манекен трирічної дитини (TNO P3) повинен бути розташований у відповідній дитячій системі утримання (CRS) на задньому сидінні водія. Кожен манекен дитини повинен бути одягнений в облягаючий трикотажний одяг із бавовни.

Відповідно до вимог Part 572 Subpart E of the US Department of Transportation, Code of Federal Regulation, усі манекени повинні мати сертифікаційні документи.

Розмальовка манекенів:

Манекени Гібрид III.

Брови (ліва та права) Червоний

Ніс Зелений

Підборіддя Жовтий

Ліве коліно Червоний

Праве коліно Зелений

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Ліва гомілка (зверху вниз) Синя, зелена, червона, жовта

Права гомілка (зверху вниз) Жовта, червона, зелена, синя

Манекени дітей.

Верхня частина голови (маківка) Синій

Стрічка голови (колір зліва направо) Червоний, жовтий, зелений
Огляд манекена після випробування.

Відразу після випробування манекени мають бути ретельно оглянуті.

Вимірювальна апаратура

Перед випробуванням вся вимірювальна апаратура має бути прокалібрована. До звіту з випробувань має бути доданий список обладнання разом із датами калібрувань. Усі датчики повинні встановлюватись відповідно до процедури, викладеної в стандарті SAE J211 (1995).

Автомобіль повинен мати акселерометри на кожній стійці В. Акселерометри слід встановити в напрямку вперед/назад (Ах).

Зйомка тестування

Зйомка та запис випробування проводяться за допомогою низки високошвидкісних відеокамер.

Таблиця 1.1 - Регулювання пасажирського салону

Регулювання	Необхідні установки
Положення сидіння вперед / тому	У середній позиції між точкою R і крайнім переднім положення.
Кут нахилу подушки сидіння	У конструктивне положення заводу – виробника
Висота сидіння	У найнижчій позиції
Кут спинки сидіння	У конструктивне положення заводу - виробника
Підголівники передні	У найвищому положенні

Продовження табл. 1.1

Кут нахилу підголівника	У конструктивне положення заводу – виробника
Сидіння з підтримкою спини (хребта)	За конструкцією заводу – виробника
Рульове колесо по вертикалі	У середньому положенні
Рульове колесо по горизонталі	У середньому положенні
Підголівники задні	Знято або в нижньому положенні
Заднє сидіння вперед / назад	У середньому положенні
Орієнтація заднього сидіння	Обличчям вперед
Підлокітники(передні сидіння)	У самому нижньому положенні
Підлокітники (задні сидіння)	У складеному положенні
Скло	Переднє опущено. Заднє опущено чи знято
Важіль перемикачів передач	У нейтральному положенні
Педалі	У нормальному не натиснутому положенні
Двері	Закрито, але не замкнено на замок
Сонячні козирки	У піднятому положенні
Дзеркало заднього виду	У нормальному робочому положенні
Кріплення ременя безпеки	У конструктивному положенні, визначеному заводом – виробником для 50% манекена

Посадка манекена та виміри. Визначення точки Н сидіння водія.

Точку Н сидіння визначають за допомогою спеціального механізму, який відповідає стандарту SAE J826.

Установка манекенів.

Точка Н

Крапка Н манекена повинна розташовуватися на 13 мм по вертикалі та 13 мм по горизонталі від точки, визначеної в Розділі 7.1, і на 6 мм нижче неї. У звіт про

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

випробування запишіть положення точки Н манекена. *Кут черевної порожнини.*

Прилад, що вимірює кут нахилу черевної порожнини, повинен вважати значення 22.50 ± 2.50 від горизонталі. Запишіть вимірний кут у звіт з випробувань.

Голова.

Поперечнаплощадка для встановлення вимірювальної апаратури повинна розташовуватися під кутом до горизонталі трохи більше 2.50.

Руки.

Верхні частини рук водія повинні примикати до тулуба якнайбільше.

Руки пасажера повинні прилягати до тулуба манекена, а спинка сидіння повинна бути стикається з руками.

Пальці рук.

Розташування пальців манекена повинно бути таким, щоб пальці лежали на рульовому колесі «без чверті три». За допомогою липкої стрічки великі пальці рук повинні бути трохи прикріплені до кермового колеса.

Тулуб.

Спина манекена повинна торкатися спинки сидіння та вертикальна вісь манекена повинна розташовуватися на одному рівні з віссю сидіння.

Ноги.

Верхні частини ніг (стегна) манекенів повинні контактувати з подушками сидінь наскільки це можливо.

Ступні.

Манекен повинен тримати п'яту на підлозі, а права ступня на не натиснутій педалі акселератора. На похилій дошці для ніг водія ліва ступня повинна бути якомога плоскішою, паралельно поздовжній осі автомобіля.

виміряти висоту манекена.

Перед початком випробувань необхідно взяти виміри посадки манекена та записати їх у карту, яка була розроблена спеціально для цього.

Фотографування: до та після випробування необхідно зробити фотографії

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

бар'єру, автомобіля та манекенів у салоні автомобіля.

Параметри тестування

Для збору даних під час випробувань повинно застосовуватись бортове обладнання. Включення цього пристрою відбувається в точці першого контакту ($t=0$), коли контактний датчик подає сигнал, і він записує цифрову інформацію за частотою знімання 20 кГц (може застосовуватися частота знімання 10 кГц). Ці пристрої повинні відповідати SAE J211. Бар'єр, що деформується, повинен бути закріплений на бетонному блоці.

Висота бар'єру від підлоги має бути 200 мм.

Швидкість автомобіля має бути 64 км/год (40 миль/год) \pm 1 км/год.

Перекриття автомобіля повинне бути 40% \pm 20 мм.

Після тесту

Просто відкрийте двері.

Двері не повинні зачинятися на замок під час випробування. Зусилля, необхідні для відкриття зовнішніх дверей, не повинно перевищувати 500 Н. Якщо при такому зусиллі двері не відчиняються, їх відчиняють за допомогою інструмента.

Відеокамера повинна зафіксувати положення манекена після удару.

Витягнути манекени. Виміряти деформацію салону.

Розрахунок критеріїв травмування

Для оцінки ступеня захисту водія та пасажирів в автомобілі розраховують такі критерії травмування.

1.2 Оцінка автомобіля згідно з процедурою EURONCAP

Критерії оцінки та граничні значення для фронтального удару

Нижче наведено основні критерії оцінки та граничні значення для фронтального удару автомобіля. Коли розрахунковий критерій застосовується до частини тулуба, його нижнє значення приймається як граничне значення.

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Голова

Рівень НІС36, що перевищує 1000, може бути зареєстрований під час випробування з подушкою безпеки, але без жорсткого контакту голови або ознак внутрішнього пошкодження голови. Такий удар головою називають жорстким ударом.

Якщо не було жорсткого контакту, надається 4 бали.

Якщо жорсткий контакт мав місце, застосовують такі граничні значення:

Верхній показник:

НІС36650 (5% ризик травмування) Результуюче прискорення, протягом 3 мс
72g

Нижній показник:

НІС361000 (20% ризик травмування) Результуюче прискорення, протягом 3 мс
88g

Якщо автомобіль не обладнаний подушкою безпеки, і під час випробування на фронтальний удар виконані такі вимоги:

НІС36 < 1000

Випробування рульового колеса на удар стільникової конструкції ударника, що деформується, показали прискорення 88g тоді протягом 3 мс. Випробовувач вибирає найбільш жорстке місце для удару. Один тест передбачається на маточині рульового колеса та в місці з'єднання спиці з маточиною керма, а другий — на дузі рульового колеса та в місці з'єднання спиці з дугою рульового колеса. Наступні критерії служать основою для проведення оцінки.

Верхній показник

Пік результуючого прискорення 80g Прискорення результуючого протягом 3 мс
65g Нижній показник

Руйнування стільникової конструкції розміром 1 мм

НІС36 1000

Пік прискорення, яке досягає 120 г.

прискорення 80 г протягом 3 мс.

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Якщо характеристики були нижче нижньої межі, вони отримують максимальний бал 2, згідно з даними випробувань. Бали не надають для результатів, які нижчі за нижчий показник. Підсумкова оцінка автомобіля впливає на найгірший результат тестування. Так, голова водія може отримати максимум два бали на автомобілі без подушок безпеки.

Шия.

Верхній показник:

Зусилля, що перерізує

1.9 кН при 0 мс, 1.2 кН при 25 - 35 мс, 1.1 кН при 45 мс Зусилля, що розтягують 2.7 кН за 0 мс, 2.3 кН за 35 мс, 1.1 кН за 60 мс

Момент 42 Н*м

Нижній показник:

Зусилля, що перерізує

3.1 кН при 0 мс, 1.5 кН при 25 – 35 мс, 1.1 кН при 45 мс* Зусилля, що розтягують 3.3 кН при 0 мс, 2.9 кН при 35 мс, 1.1 кН при 60 мс* Момент 57 Н*м (значний ризик травмування). Грудна клітка.

Верхній показник:

Стиснення 22 мм (5% ризик травмування) Критерій в'язкості 0.5 м/с (5% ризик травмування) Нижній показник:

Стиснення 50 мм (50% ризик травмування) Критерій в'язкості 1.0 м/с (25% ризик травмування) Коліно, стегно та черевна порожнина.

Верхній показник:

Зусилля стиснення стегна 3.8 кН (5% ризик травмування черевної порожнини)

Деформація стиснення колінної чашки 6 мм

Нижній показник:

Зусилля стиснення стегна 9.07 кН при 0 мс 7.56 кН при ≥ 10 мс Деформація стиснення колінної чашки 15 мм (Межа по розриву зв'язок)

Гомілка

Верхній показник:

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Індекс гомілки (ТІ) 0.4

Зусилля стиснення гомілки 2 кН

Нижній показник:

Індекс гомілки (ТІ) 1.3

Верхній показник:

Переміщення педалі назад 100 мм

Нижній показник:

Переміщення педалі назад 200 мм

На схемі манекена пофарбовані ділянки тіла дорослих пасажирів у різні кольори, щоб показати рівень захисту від фронтальних і бокових ударів. Для вибору кольору використовується загальна кількість балів, які кожна частина тіла отримала, округлена до другого знака після коми:

Зелений	4.00	бала
Жовтий	2.67 – 3.99	бала
Помаранчевий	1.33 – 2.66	бала
Коричневий	0.01 – 1.32	бала
Червоний	0.00	бала

Підсумкова оцінка автомобіля.

Фронтальні удари включають різні частини тіла, починаючи з тих, які можуть мати більш небезпечні наслідки. Було визначено такі області: голова та шия
Грудна клітина Коліно Нога та ступня

Для визначення кількості зірочок потрібно взяти загальну кількість балів і порівняти кількість балів, отриманих при фронтальному та бічному ударах. Автомобілі, які погано відповідають фронтальному або бічному удару, повинні мати кілька зірочок, щоб показати, що вони не мають достатнього загального захисту від удару.

Щоб отримати певну кількість зірочок, оцінюється мінімальна кількість балів, отриманих при фронтальному і бічному ударі, включаючи удар у стовп. Після того, як індивідуальні підсумкові бали кожного тесту будуть округлені,

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

використовується наступна шкала:

Наступна шкала використовується, якщо фронтальний і бічний удари рівні:

33 – 40 балів 5 зірочок

25 – 32 бали 4 зірочки

17 – 24 бали 3 зірочки

9 – 16 балів 2 зірочки

1 – 8 балів 1 зірочка

0 балів 0 зірочок Перекреслення зірочок.

У деяких випадках, навіть якщо деякі частини тіла автомобіля погано захищені, він може бути «рекомендований» ЗМІ за кількістю зірочок. За допомогою перекреслення зірочок однією червоною діагональною межею можна виділити такі випадки.

Зірочка перекреслюється, якщо результати тесту використовуються лише для збору даних від манекена чи його важливих частин тіла. Неприпустимо високий ризик отримання травми, небезпечної для життя, існує там. Для фронтального удару області голови, шиї та грудної клітини можуть перекреслювати зірочки.

1.3 Концепції, що стоять за оцінкою автомобіля під час випробувань на фронтальний удар

У цьому розділі розглядаються основні проблеми, які потрібно враховувати при проектуванні конструкції автомобіля, щоб захистити пасажирів різних розмірів при різних посадках. Цей розділ, який є частиною документу EuroNCAP Assessment Protocol Version 4.0, пояснює, чому певні параметри автомобіля необхідні для оцінки EuroNCAP.

Найстарішим методом випробувань пасивної безпеки є випробування автомобілів на фронтальний удар. За багато років конструктори та випробувачі зрозуміли, наскільки важливо враховувати вимоги до захисту автомобіля від фронтальних ударів під час проектування нового автомобіля. Таким чином, після

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

отримання технічного завдання на новий автомобіль геометричні параметри передніх лонжеронів повинні бути визначені негайно. За результатами натурних випробувань очевидно, що наступна зміна конструкції лонжеронів пов'язана з надзвичайно значними переробками конструкції всього автомобіля. Застосування розрахункових методів для визначення параметрів енергопоглинаючих елементів починаючи з ранніх етапів проектування автомобіля вирішить проблему.

Під час проектування нового автомобіля наведені нижче ідеї можуть служити основою для визначення цілей.

Голова

Концепція: Під час руху манекена вперед голова водія повинна бути захищена подушкою безпеки. Не допускайте падіння голови на дно подушки.

З цього можна зробити висновок, що за цими критеріями можна досягти задоволених результатів за допомогою хороших утримувальних систем.

Грудна клітка.

КОНЦЕПЦІЯ: Головний критерій травмування – стиснення грудної клітки. Критерій в'язкості, як очікується, вказує на автомобілі з поганими утримуючими системами.

Спосіб визначення критерію травмування грудної клітини був розроблений для того, щоб використовувати ремінь безпеки як утримуючу систему. Тим не менш, критерій травмування визначається аналогічно, коли ремені безпеки та подушки безпеки використовуються разом. Це звільняє від вимірювання ступеня захисту, який забезпечується подушкою безпеки, і відповідає рекомендаціям EECV.

КОНЦЕПЦІЯ: Якщо пасажирський салон втрачає стійкість, будь-яке додаткове навантаження може спричинити подальшу непередбачувану деформацію. При втраті стійкості результати повторних випробувань не можна гарантувати, що призводить до зниження довіри до показників автомобіля.

КОНЦЕПЦІЯ: Критерій травмування грудної клітки був розроблений для оцінки навантажень, які можна було б отримати лише з ременя безпеки.

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Зосереджене навантаження від жорсткого рульового колеса може стати причиною спрямованого травмування. Черевна порожнина.

Незважаючи на те, що захист черевної порожнини є життєво важливим, досі не існує стандартів або методів оцінки ступеня травмування цієї частини тіла.

Коліно, стегно та спина.

Не тільки бажане, але й реальне переміщення колінної чашки. Вищий показник враховує певні рухи, які можуть виникнути через перенесення зусиль уздовж осі вгору по гомілці.

КОНЦЕПЦІЯ: Поверхня інтер'єру, де коліно манекена може контактувати, повинна мати рівні показники на всьому протязі манекена.

Кісточка та ступня

Концепція: Оцінка буде базуватися на впровадженні, поки ступня та кісточки не будуть розроблені відповідно до манекена.

Величина застосування найкраще корелює з ймовірністю травмування.

КОНЦЕПЦІЯ: Руйнування простору для ніг наражає пасажирів на додаткову небезпеку. Деталі, розташовані зовні, можуть проникнути в пасажирський салон, у свою чергу частини тіла пасажира можуть контактувати з деталями, розташованими зовні. Може виникнути ризик поранення про гострі кромки або ризик того, що конструкція втратить стійкість.

					<i>КРММТВА 2524347. 000 ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

2 Розрахунок конструкції кузова з урахуванням його напружено-деформованого стану

2.1 Вимоги до міцності та жорсткості кузова

З одного боку, кузов легкового автомобіля є найважливішою частиною автомобіля, оскільки він дозволяє досягти прямого призначення, тобто перевезення як вантажів, так і пасажирів. З іншого боку, це будівля, в якій розміщуються вантаж і пасажир, а також встановлюються всі частини, пристрої, агрегати та механізми, необхідні для виконання транспортних операцій. Кузов, як складний багатофункціональний пристрій, має багато вимог, які можна умовно розділити на три групи:

а). вимоги щодо забезпечення функціональності – зовнішні та внутрішні габаритні розміри, внутрішня та зовнішня аеродинаміка, зручності розміщення пасажирів та вантажу, оглядовість, розміщення органів управління, вузлів та агрегатів, а також інші вимоги компоновання пов'язані з геометрією кузова;

б). вимоги щодо технологічності - простота конструкції, деталювання, збирання, штампування, доступність інструменту, проливність порожнин, потоплюваність каркасу, зони корозійного захисту, зони базування, зони технологічних підвісок та фіксацій кузова, інші технологічні вимоги;

в). вимоги щодо несучої здатності - жорсткість, міцність (включаючи втомну міцність і довговічність), пасивна безпека, власні частоти та форми коливань, віброакустика.

Розробка кузова, який задовольняє ці вимоги, при цьому зберігаючи при цьому достатню міцність і надійність.

Наявна література багато приділяється аналізу вимог за першим пунктом, дещо менше за другим і дуже мало по третьому. Однак існує достатньо літератури з питань несучої здатності та видів міцності в загальному машинобудуванні.

Далі буде наведено перелік і аналіз вимог щодо несучої здатності кузова,

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

узагальнюючи досвід автовиробників в розробці конструкцій суцільнометалевих кузовів легкових автомобілів, що несуть. На даний момент не всі вимоги мають офіційно затверджене чисельне значення. Багато критеріїв поки що не визначені і часом суб'єктивні, і вони стосуються в першу чергу компонентів кузова, які впливають на такі фактори, як керованість, вібронавантаженість і безпека автомобіля.

Зворотний вплив, тобто зміна конструкції кузова за несучою здатністю, що призводить до зміни структури автомобіля, зазвичай не бажаний і, швидше за все, стосується лише пасивної безпеки. Це очевидно, оскільки нікому не потрібен безпечний автомобіль із міцним, надійним кузовом, у якому можна переміщатися з комфортом і зручністю. Звідси на ранніх стадіях проектування необхідність виконання вимог щодо жорсткості та міцності кузова зростає. При цьому вимоги мають бути обґрунтованими та підтверджені статистичними даними. Слід пам'ятати, що завищені вимоги здорожчують конструкцію на стадії розробки, тоді як занижені вимоги збільшують період доведення конструкції, постановки на виробництво та впровадження (гарантійний період).

Наведені вимоги до несучої здатності можна розділити на дві категорії, незважаючи на те, що вони стосуються: експлуатаційна міцність і жорсткість у нормальних умовах або міцність і жорсткість у надзвичайних аварійних ситуаціях:

- загальні вимоги до кузова, що впливають на працездатність та поведінку автомобіля загалом;
- вимоги до локальних зон, що забезпечують функціонування окремих вузлів, агрегатів, механізмів та систем.

Основні вимоги міцності і жорсткості проектного кузова:

1) Міцність кузова при розробці (проектування, випробування, доведення) оцінюється за загальними нормами міцності для машинобудівних конструкцій, спеціальних регламентованих вимог, як правило, немає. За час експлуатації кузов піддається динамічному навантаженню, число циклів навантаження від якої дорівнює або перевищує базове число циклів 2×10^6 втомних

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

характеристик конструкційних сталей, що застосовуються. Тому в автомобілебудуванні не практикується обмежений ресурс – використовують вимоги до абсолютної міцності.

2) По-перше, важко формалізувати пружні деформації елементів кузова в місцях кріплення елементів підвіски. Це пов'язано з тим, що оцінити вплив цієї «додаткової» деформації на керованість автомобіля та його стійкість неможливо, не пов'язуючи її з динамічними пружними деформаціями елементів підвіски. Такий критерій може бути створений лише шляхом вивчення динаміки всієї підвіски. Він також залежатиме від типу підвіски, її конструкції та способу кріплення, і, швидше за все, буде індивідуальним для кожного автомобіля. Коли ви оцінюєте деформації точок кузова, ви повинні враховувати, що вони складаються з локальних деформацій і загальних переміщень кузова. Отже, ви повинні також враховувати загальну жорсткість кузова.

3) Оцінка загального механічного опору (механічного імпедансу) важлива для кузовних елементів, оскільки зони кріплення опор силового агрегату на кузові є важливою частиною системи підресоруння та віброізоляції. Ступінь передачі вібрації на каркас кузова, її вплив на внутрішній шум і вимоги та конструкція цих областей будуть визначені.

4) Рівень вібрації робочих органів керування автомобіля визначається відповідно до санітарних норм транспортних засобів. Відповідно до таблиць 2.1 і 2.2, вплив вібрації на людину залежить від частоти, тривалості та рівня впливу.

Таблиця 2.1 - Вагові коефіцієнти

Частота (центральна), Гц	k_{vz}	$k_{vx}k_{vy}$	Час дії	$ktz,$	kfx, kfy
1,0	2,0	1,0	1 хв	1,0	1,0
1,25	1,79	1,0	16 хв	0,75	0,75
2,0	1,41	1,0	25 хв	0,63	0,63
3,15	1,11	1,59	1 год	0,42	0,42

Продовження табл.. 2.1

5,0	1,0	2,5	2,5 год	0,25	0,25
8,0	1,0	4,0	4 год	0,19	0,177
12,5	1,59	6.25	8 год	0,11	0,11
20,0	2,5	10,0	16 год	0,056	0,078
31,5	4,0	15,9	24 год	0,04	0,15

Таблиця 2.2 - Допустимі значення середніх квадратичних віброшвидкостей за СН 1102-73

Частоти октавних смуг Гц.		Віброшвидкості при коливаннях м/с.		Вертикальні віброприскорення м/с ² .	
Граничні.	Середні геометричні	вертикальні	горизонтальні	По СН 1102-73	По ІСО 2631
0.88-1.4	1	0.126	0,050	0,79	0,84
1,4-2,8	2	0,071	0,035	0,89	0,78
2.8-5,6	4	0,025	0,032	0.63	057
5,6-11,2	8	0,013	0,032	0.65	0,60
11,2-22,4	16	0,011	0,032	1,11	1,14
22,4-44,8	31,5	0.011	0,032	2.1S	2,26

Величина середнього квадратичного віброприскорення (м/с²), що відповідає межі зниження продуктивності праці від втоми, може бути знайдена для будь-якого рівня.

Вагові коефіцієнти k_v і k_t наведено в таблиці 2.1.

2.2 Основні показники напружено деформованого стану елементів кузова

Жорсткість кузова є важливим показником досконалості конструкції. Це стосується того, як вона співвідноситься з масою кузова та закладеним

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

експлуатаційним ресурсом. Порівняльна оцінка можна проводити лише за жорсткістю для однотипних легкових автомобілів, які належать до європейських груп А, В або С і мають суцільнометалеві (2-х або 3-х об'ємні) кузови.

Ця робота досліджуватиме крутильну жорсткість кузова. так як кручення є найбільш важким типом навантаження порівняно з вигином Кручення кузова — це окремий тип навантаження автомобіля від дороги.

Три частини каркаса кузова впливають на жорсткість кузова. Це безпосередньо балковий каркас кузова, який складається з балочних елементів, які складають каркас кузова та панелі кузова, за винятком випадків, коли останні приклеєні до кузова. Розрахунково-експериментальні роботи підтвердили це твердження. Наприклад, таблиця 2.3 показує, що приклеєне скло на автомобіль може підвищити крутильну жорсткість від 20% до 40%.

Таблиця 2.3 - Жорсткість кузова зі склом і без

	Жорсткість каркаса кузова виміряна на стенді (Н/м*град.)	
	ВАЗ	DAEWOO
Жорсткість каркасу кузова зі склом	9772 (100%)	12515 (100%)
Жорсткість каркасу кузова без скла	7329 (-25%)	7656 (-39%)

Аналогічним чином виконано роботу з оцінки впливу панелей каркаса кузова з його крутильну жорсткість. Для цього, як базова модель взятий каркас кузова без панелей і стекол. Потім по черзі і послідовно додавалися панелі одна за одною, і проводився розрахунок на кручення з подальшим порівняльним аналізом одержуваних величин крутильної жорсткості. Результати представлені у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 - Величини крутильної жорсткості

№ п/п	Опис конструкції	Жорсткість на кручення (Н * м / град).	Зміни крутильної жорсткості по відношенню до попереднього варіанта (%).
1	Каркас кузова без панелей.	1867 (100%)	-
2	Каркас та панель даху (0.8 мм.)	2854 (+53%)	+ 53%
3	Каркас, панель даху та підлога (1 мм).	3414(+83%)	+ 20%
4	Каркас, панель даху, підлога та щиток передка (1мм.)	5655(+203%)	+65%
5	Каркас, панель даху, підлога, щиток передка та лобове скло.	7055(+278%)	+24%
6	Каркас, панель даху, підлога, щиток передка, лобове скло та скло заднє.	8155(+337%)	+16%

Таким чином, клеєне скло, панель даху та щиток передка мають значний вплив на крутильну жорсткість. Для забезпечення необхідної крутильної жорсткості кузова найбільш перспективними складовими елементами є балковий каркас і зчленування між балочними елементами. Це пов'язано з тим, що безпосередня участь панелей і стекол у крутильній жорсткості вже визначена, а локальна жорсткість панелей є єдиним фактором, який можна контролювати під час роботи з панелями.

Багато машинобудівних конструкцій мають балочну структуру, яка є менш чіткою. Каркас кузова автомобіля також може бути визначений як конструкція, яка містить значну кількість балкових елементів. Таким чином, підбір оптимальних геометричних параметрів їх поперечних перерізів, мабуть, є надзвичайно важливим завданням.

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

При спрощеному моделюванні каркаса з широким використанням кінцевих балкових елементів дуже корисна інформація в цьому плані може бути отримана вже на ранніх етапах проектування кузова. На цьому етапі проектування можна значно скоротити витрати в подальшому проектуванні, отримавши інформацію про раціональне розташування балок, що визначають силову схему кузова, а також правильні жорсткі характеристики поперечних перерізів балок. На цьому етапі проектування базова жорсткість кузова може незначно варіюватися.

Зрозуміло, що перерізи балок у реальних конструкціях можуть бути дуже складними. Це багато замкнених перерізів, які мають складну конфігурацію. Тим не менш, використання складних перерізів недоцільно, коли мова йде про розрахунки та вибір конкурентних варіантів на ранніх стадіях проектування.

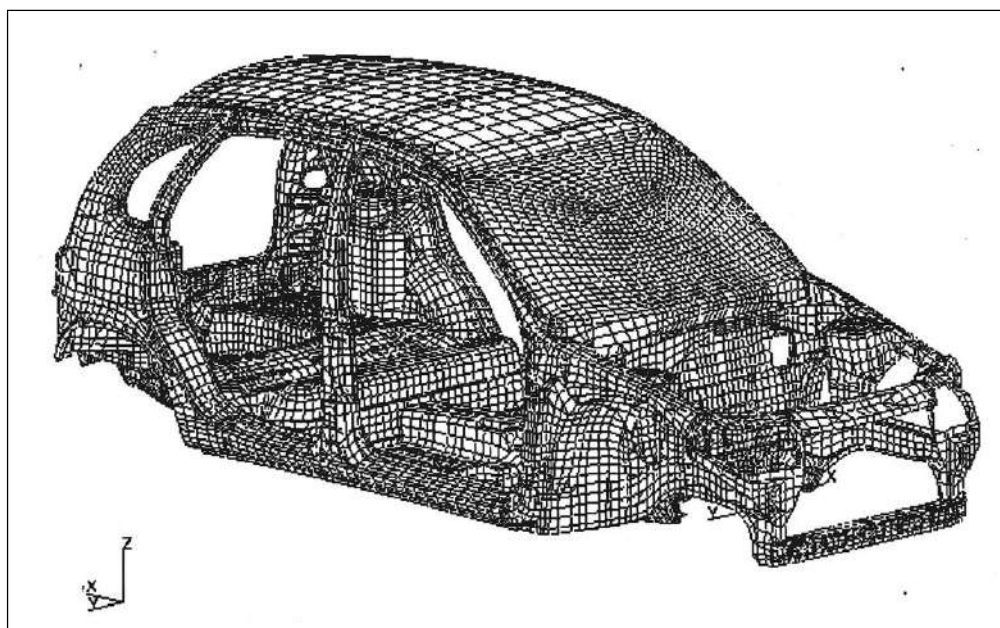


Рисунок 2.1 – Оболонкова КЕМ каркаса кузова

Програмні продукти MSC/PATRAN і MSC/NASTRAN мають достатній набір перерізів. Крім того, дані, отримані на цьому етапі, використовуються для якісного та обґрунтованого вибору реальних параметрів перерізу. Порівняємо результати розрахунків докладної оболонкової моделі з результатами розрахунків її балочної аналогії, щоб зрозуміти, наскільки спрощеній балочній моделі можна довіряти.

Елементна модель (КЕМ) каркаса кузова автомобіля, яка складається з оболонкових елементів, показана на рис. 2.1.

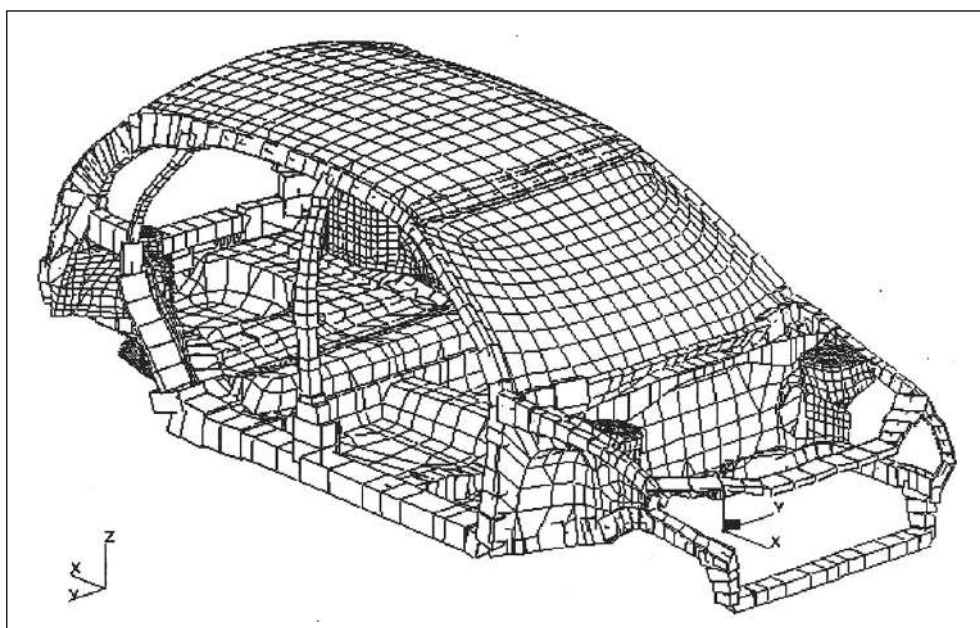


Рисунок 2.2 – КЕМ із використанням балкових елементів

На рис. 2.2 показано КЕМ з тим самим кузовом, але в місцях, де балкові елементи можуть бути виправданими, докладна оболонкова структура замінена балочною. На рис. 2.3 відображено ту саму модель, що й на другому зображенні, але лише балкові елементи моделі.

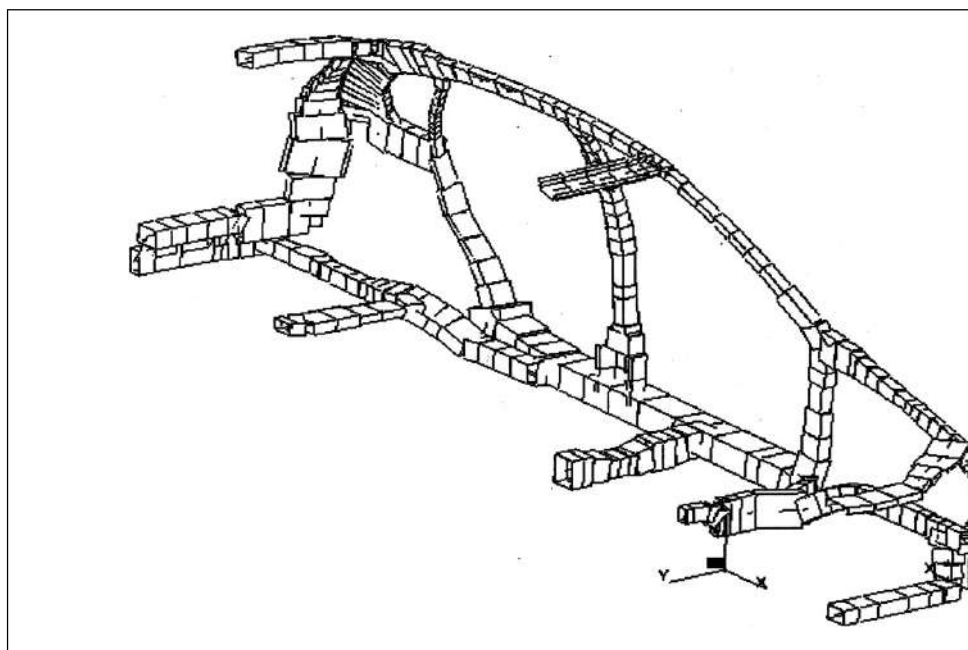


Рисунок 2.3 – Балочні елементи моделі каркаса кузова

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРММТВА 2524347. 000 ПЗ

Арк.

26

Для того, щоб порівняння було найбільш зрозумілим, було використано нехитрий спосіб перейти від складних реальних зображень до простих зображень, які використовуються в зазначених програмних продуктах. На рисунку 2.4 показано, що для побудови балочної моделі використовувалися перерізи коробчатого та швелерного типу.

Коробчастий перетин імітував замкнені та багато замкнені контури. Крім того, швелери мають відкриті перерізи. Намагалися підібрати перерізи, які були приблизно такими ж жорсткими, як і насправді. Параметри геометрії перерізів були підібрані таким чином, щоб вони максимально наближалися до контурів перерізів у реальному світі.

Обидві моделі мали рівні граничні умови несиметричного кручення кузова. Завдання лінійної статyki було вирішено. Жорсткість балочної моделі була на 19 відсотків вищою за оболонкову. Чи багато це? У розглянутій оболонковій моделі 38 500 вузлів. Зрозуміло, що модель такої деталі може з'явитися лише в кінцевому етапі проектування. На початку використовуються, очевидно, моделі меншої розмірності. Згідно з нашими даними, зменшення розмірності моделі в чотири рази (до 9500 вузлів) призводить до завищення розрахункової жорсткості на 12–15%. Це було виявлено на рис. 2.1. Наша балкова модель, побудована зазначеним вище методом, показує жорсткість на рівні оболонкової моделі середнього рівня. Таким чином, результати, отримані за допомогою такої моделі, яка широко використовує балкові елементи, можуть розглядатися як достовірні. Крім того, оптимальне розподілення геометричних параметрів перерізу може бути корисним орієнтиром для проектування реальних перерізів кузова. Поговоримо про те, як отримати цей оптимальний розподіл із заданими конструктивно-технологічними параметрами.

					<i>КРММТВА 2524347. 000 ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

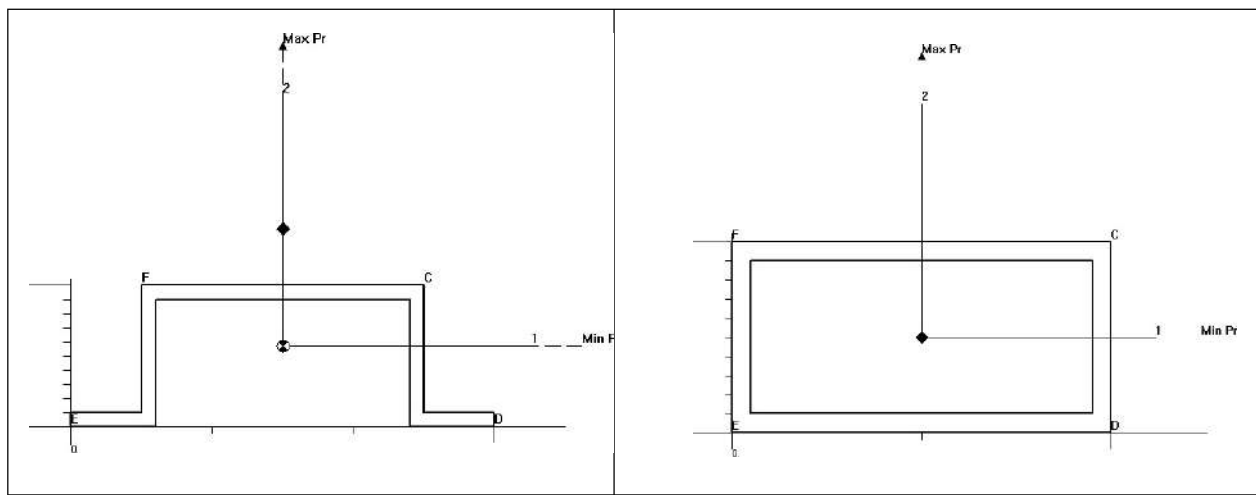


Рисунок 2.4 – Перетин швелерного та коробчатого типу

MSC/NASTRAN і MSC/PATRAN пропонують значні можливості апаратної оптимізації з точки зору перед- і постпроцесорної оптимізації, а також стійкості алгоритмів оптимізації. Під час постановки оптимізаційного завдання функцією мети є вага конструкції. У ньому розглядаються конструктивно-технологічні обмеження, пов'язані з геометричними параметрами балочних перерізів. Обмеження накладаються на статичні реакції в контрольних вузлах, елементах конструкції та/або переміщеннях і напругах. Інтерфейс користувача побудований таким чином, щоб забезпечити опис надзвичайно важливих завдань оптимізації з мінімальними тимчасовими витратами.

Ширина і висота балочних перерізів використовувалися як проектні змінні. Наші дослідження показали, що вплив товщин стінок перерізів у проектному діапазоні на загальну жорсткість кузова порівняно незначний. Таким чином, товщина стін не була оптимізована.

Кручення навантажувало конструкцію. Обмеження Z-переміщення вузла встановлено в центрі склянки передньої підвіски. Крім того, напруги у всіх балкових елементах контролювалися. Величина Z-переміщення вузла визначалася за допомогою значення крутильної жорсткості, закладеного в проект оптимізації каркаса кузова.

Наша практика оптимізаційних завдань показує, що проекти, які пройшли

процес оптимізації, є кращими, коли кількість статичних реакцій у вихідному проекті перевищує норму.

Було виконано одинадцять повторень оптимізаційного процесу. У результаті проекту максимальна напруга балкових елементів досягла встановленого рівня, а переміщення в контрольному вузлі досягло встановленого рівня. Форма перерізу моделі змінилася завдяки оптимізації. Це не та модель, зображена на рисунках 2.2 і 2.3. Структура балок нашого проекту показана на рис. 2.5, де оболонкові елементи для наочності відсутні. Балки, параметри перерізів яких не були оптимізовані, зображені лінійними відрізками традиційним методом.

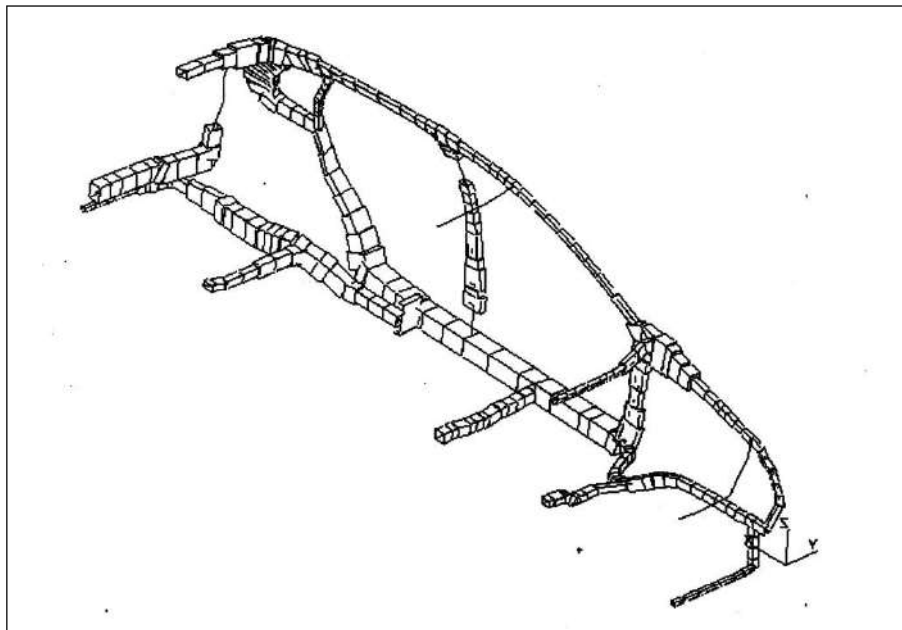


Рисунок 2.5 – Балочна структура остаточного проекту

Зрештою, ця конструкція не має значної практичної цінності. Результати середньої статі є найбільш практичними, тому що загальне крутіння кузова, яке було розглянуто, є розрахунковим випадком навантаження для цієї зони. Розрахункові навантаження для різних частин конструкції різняться. Крім того, те, що добре при крученні, в цих умовах стає неможливим. Так, перерізи порогів і лонжеронів вибираються відповідно до умов пасивної безпеки. Крім того, заздалегідь обрані вже не мали б впливати на наш оптимізаційний розрахунок. Параметри центральної стійки розраховуються, беручи до уваги зусилля від

навішування дверей, а також інші фактори.

MSC/NASTRAN — це потужні програми. Вона дозволяє включити кілька навантажувальних випадків у один оптимізаційний розрахунок, щоб створити оптимальний проект, який одночасно задовольняє весь спектр навантажень і накладається на відгук вузлів конструкції обмежень. Так, можна було б використовувати той самий оптимізаційний процес для додавання до нашого розрахункового випадку (кручення кузова) додаткових розрахункових випадків, щоб відповідати різним факторам, таким як навішування дверей на стійки, вигин кузова та величини власних частот. І отримати проект, який задовольняє всі ці вимоги за допомогою одного розрахунку.

Наприкінці цього розділу є важливий висновок. про те, що балкові елементи насправді дають не менш якісні результати, ніж із суто оболонковими моделями, незважаючи на те, що вони часто вважаються упередженими. Крім того, балочні розрахункові моделі можна вважати найбільш привабливими, коли справа доходить до ранніх етапів проектування. Такі моделі не вимагають великих обчислювальних витрат і відкривають широкі можливості для використання апаратної оптимізації, оскільки вони мають порівняно прості реалізації.

З'єднання балкових компонентів є важливою частиною процесу балочної конструкції. Незважаючи на те, що балкові частини мають достатню міцність і жорсткість самостійно, їх слабкі зв'язки визначають жорсткість конструкції. Таким чином, аналіз балкових з'єднань є важливою частиною проектування кузова із заданою крутильної жорсткості.

Внутрішній модуль розрахункового пакету MSC/NASTRAN дозволяє проводити порівняльну оцінку проектних змінних за силою впливу їх на задані параметри. Було розроблено підхід до оцінки впливу зчленувань балкових компонентів на обмеження величин статичних реакцій за допомогою цієї ідеї.

Суть методу полягає в наступному: у місцях зчленувань яскраво вираженої балочної структури вставляються невеликі «косинки», також відомі як розпірки. Товщина вставки всього 0,01 мм не впливає на загальну та локальну жорсткість

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

конструкції. Однак вони також можуть служити показниками для визначення жорсткості зчленування та його впливу на загальну крутильну жорсткість кузова.

Для цього на кожну таку розпірку задаються проектні змінні. Формулюється оптимізаційне завдання відповідно до очікуваних результатів. У нашому конкретному випадку це крутильна жорсткість кузова. Крім того, ми обчислюємо коефіцієнти чутливості кожної проектної змінної по кожному обмеженню на статичні реакції за допомогою зазначеного вище модуля програмного продукту MSC/NASTRAN. Таким чином, ми можемо отримати коефіцієнти чутливості, які показують ступінь впливу розпірки на жорсткість конструкції. Далі досліджується коефіцієнт чутливості. Виявляється, що більший коефіцієнт має більший вплив на крутильну жорсткість зчленування балкових компонентів. Як наслідок, з точки зору жорсткості дані зчленування потребують більш детального та ретельного опрацювання.

					<i>КРММТВА 2524347. 000 ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

3 Методика забезпечення вимог до напружено-деформованого стану кузова

3.1 Основні вимоги до НДС

При проектуванні нового автомобіля необхідно провести конструктивне та розрахункове опрацювання силової схеми автомобіля, щоб підвищити стійкість салону та знизити ризик травм водія та пасажирів при фронтальному ударі.

Лонжери виконують основну функцію енергогасящих елементів передка автомобіля під час удару. У зв'язку з цим рекомендується підбирати та розраховувати поздовжні та поперечні розміри лонжеронів таким чином, щоб, коли лонжерони деформуються, вони можуть гасити енергію удару, зберігаючи рівень уповільнення автомобіля таким чином, що зусилля, що передається на елементи пасажирського салону, є на 20% більшим за зусилля, що призводить до втрати стійкості салону.

Далі наведено статистичні дані з випробувань автомобілів малого класу, проведених за програмою EuroNCAP або аналогічними випробуваннями (удар 64 км/год = 40 миль/год з 40% перекриттям у деформований алюмінієвий бар'єр).



Рисунок 3. 1 – Типова схема вимірів деформацій салону після фронтального удару

Зміна конструкції автомобілів малого класу здебільшого передбачає підвищення стійкості салону автомобіля до фронтального удару.

Рис. 3.1 представляє стандартну схему вимірювання деформації салону автомобіля.

Статистична обробка була використана для обробки наявних даних щодо деформацій салону. Таким чином, регресійні залежності деформацій характерних місць салону були отримані, що дозволяє прогнозувати ці показники для майбутнього автомобіля.

Інші обмеження щодо деформації салону

Якщо немає штрафів по кузову та можна створити високоефективну систему утримання, можна визначити технічно доцільний рівень деформацій кузова при фронтальному ударі (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 - Технічно доцільний рівень деформацій кузова автомобіля

Елемент	Зміщення		
	X	Z	Y
Рульове колесо	30	20	0
Стійка А	25	-	-
Панель приладів	25	-	-
Майданчик для відпочинку ноги	45	-	-
Педалі	65	45	-
Щиток передка	90	-	-

3.2 Розробка методики побудови математичних моделей типових енергопоглинаючих елементів

Завдання, що вирішуються:

1) Розробка конструкції енергопоглинаючих елементів із заданими характеристиками

2) Порівняння результатів розрахунку та випробувань.

3) Дослідження впливу різних параметрів розрахункової моделі на результати розрахунку.

Для виконання експериментальної частини роботи використовувався жорсткий візок рамної конструкції з енергопоглинаючими елементами закріпленими в передній частині. У різних випробуваннях маса візка має становити 1-2 тонни. Сценарій випробувань на переднє зіткнення відтворюється. Зіткнення може досягати швидкості 64 км/год. Застосування енергогасних елементів має обмежити уповільнення на візок до 20–30 г.

Проектування конструкції для використання в енергопоглинаючих елементах.

Для енергопоглинаючих елементів було обрано форму лонжеронів прямокутного перерізу з різними фланцями. Для візків масою 1 т і 2 т кожна пара лонжеронів має мати зусилля деформації 100 кН і 200 кН відповідно. Довжина лонжеронів для візків зі швидкістю 50 км/год становить 550 мм, а довжина 1000 мм для візків зі швидкістю 64 км/год.

Для лонжеронів необхідно підібрати правильний переріз і товщину матеріалу за допомогою розрахунків у програмному комплексі PATRAN/DYTRAN, щоб забезпечити достатнє зусилля та стійкість під час удару.

Лонжерон складається зі сталі з межею плинності 250 МПа.

Щоб визначити п'ятнадцять потенційних варіантів конструкції лонжеронів із певними характеристиками, потрібні приблизно п'ятдесят розрахунків. З них було обрано чотири найкращі варіанти лонжеронів, враховуючи наявний метал.

аналіз результатів випробувань і розрахунків.

Двома лонжеронами варіанта А рухалися зі швидкістю 33,8 км/год і 43,3 км/год відповідно. На малюнках 3.2 та 3.3 показано порівняння уповільнень, отриманих під час випробувань, з розрахунковими.

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

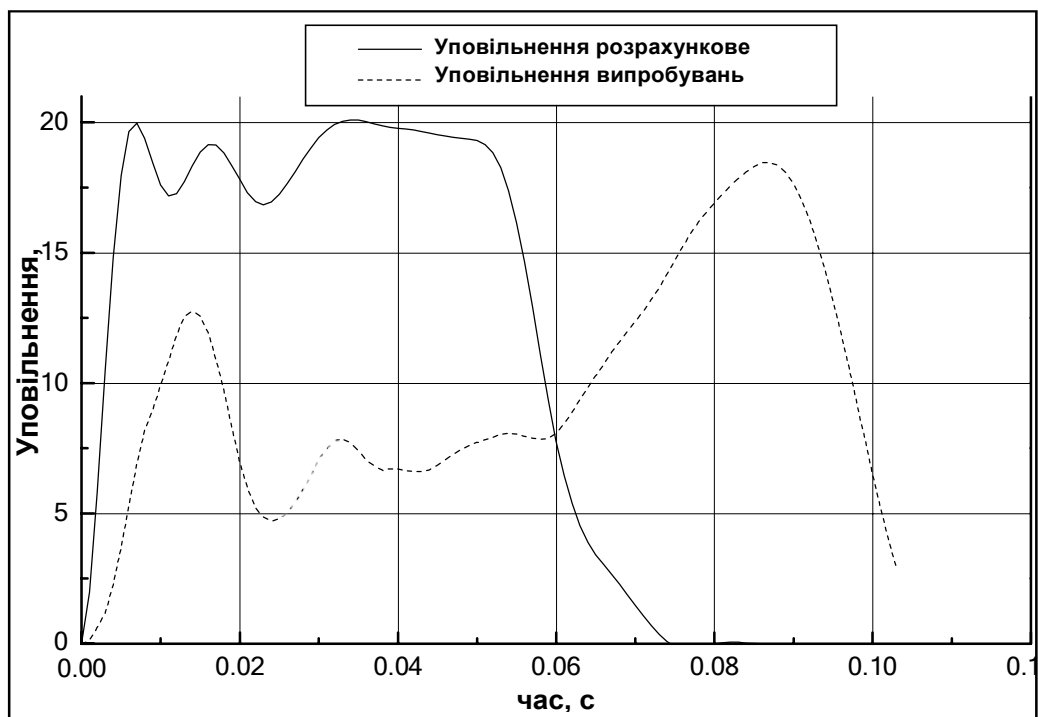


Рисунок 3.2 – Результати розрахунку та випробування варіанта (А) лонжерону довжиною 550мм, перетином 100х150мм, товщиною 1,5мм зі швидкості 33,8км/год.

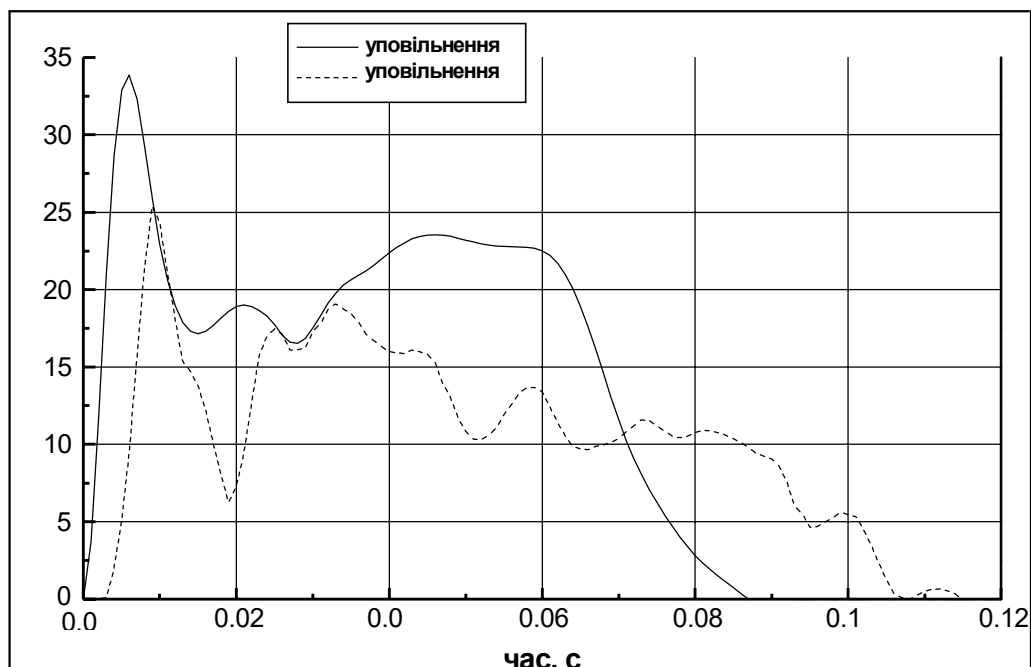


Рисунок 3.3 – Результати розрахунку та випробування варіанта (В) лонжерону довжиною 1000 мм, перетином 150х150мм, товщиною 1,8 мм зі швидкості 43,3 км/год.

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-------	------	----------	--------	------

КРММТВА 2524347. 000 ПЗ

Арк.

35

Таблиця 3.2 містить результати порівняння середнього зусилля деформації розрахункового та випробуваного лонжеронів.

Таблиця 3.2 - Середнє зусилля деформації лонжеронів

	Середнє зусилля деформації лонжеронів, кН	
	Випробування	Розрахунок
Варіант А	84,9	204,1
Варіант В	143,5	200,2

Зміна швидкостей, дозволених для випробувань лонжеронів.

Порівняння результатів випробувань і розрахунків показує, що зусилля деформації лонжерона насправді менше, ніж заплановано. Як наслідок, довжина лонжерона не достатня для повної зупинки візка, коли він ударяється з максимальною початковою швидкістю. Отже, початкові швидкості, котрим вівся розрахунок, були надто високими. Як для випробування варіанта А, необхідно визначити нові максимально допустимі швидкості, щоб візок зупинявся повністю і щоб найбільша деформація після удару становила 75–80% від початкової довжини лонжерону.

Максимально допустимі початкові швидкості були визначені вісім разів. Вони представлені в таблиці 3.3. Результати розрахунку представлені на рис. 3.4.

Таблиця 3.3 - Максимально допустима початкова швидкість

Варіант лонжерона	<u>А</u>	<u>Б</u>	<u>В</u>	<u>Г</u>
Допустима швидкість, м/с	9,4	12	14,5	16

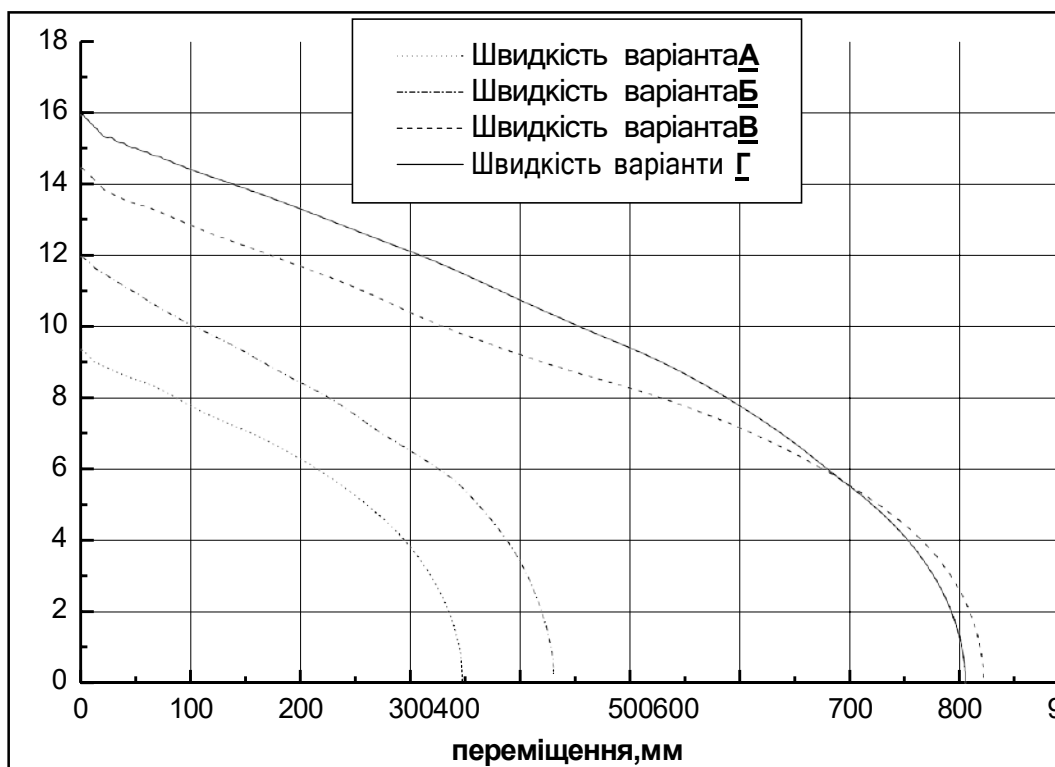


Рисунок 3.4 – Гасіння максимально допустимих швидкостей на заданій довжині лонжерону

Точність вихідних даних, точність моделі та вплив різних розрахункових методів можуть призвести до різниці між результатами випробувань і розрахунковими. Уточнення моделі найкраще починати з того, що впливає на отримані результати.

Таким чином, було зроблено багато зусиль, щоб визначити чутливість моделі перед зміною основних параметрів:

- характер з'єднання фланців; властивості матеріалу;
- розмір елементів;
- розташування та форма елементів по відношенню до напрямку
- удару;
- наявність самоконтакту у моделі;

Розрахунки були виконані для варіанта А. Усього було проведено тридцять розрахунків.

Вплив того, який характер з'єднання фланців

Розрахункова модель описувала фланці як елементи з подвійною товщиною. Лонжери насправді складаються з двох частин, зварених між собою з кроком 45-50 мм.

Порівнювалися варіанти з кроком зварювання від 25 до 75 мм і без зварювання (злиті подвійні фланці). Це робилося для визначення наслідків введення зварних точок. Усі моделі мали розмір елементів 25 міліметрів.

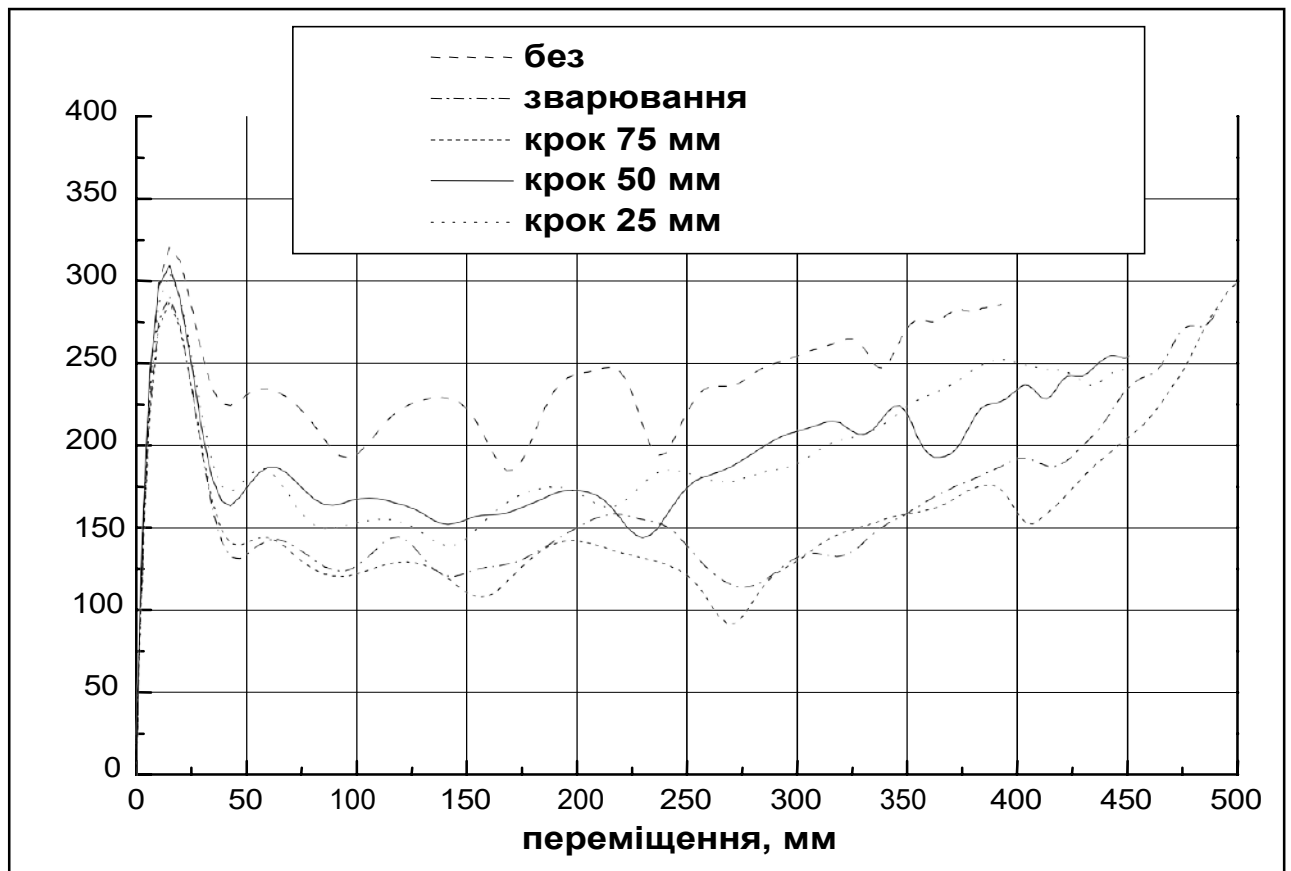


Рисунок 3.5 – Вплив кроку зварювання

Таблиця 3.4 містить середні зусилля деформації лонжеронів.

Варіант із кроком зварювання 50 мм — реальним кроком зварювання лонжеронів — найближче до результатів випробувань, які мають середнє зусилля деформації 84,9кН. Введення кроку зварювання має бути якомога ближче до реального кроку.

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-------	------	----------	--------	------

КРММТВА 2524347. 000 ПЗ

Арк.

38

Таблиця 3.4 - Вплив кроку зварювання

Крок зварювання, мм	Середнє зусилля деформації, кН
Злиті фланці	232,9
75	149,5
50	143,1
25	187,6
25в шаховому порядку	187,9

Крок і час розрахунку DYTRAN прямо пропорційно залежить від мінімального розміру елемента, тому при введенні моделі зварювання змінюється час розрахунку. Елементи фланців двох половинок лонжерону мають меншу здатність розходитися та деформуватися, а розмір елемента більший, ніж у варіанті зі злитими фланцями, що скорочує час розрахунку.

Розташування зварних точок на нешироких фланцях (15 мм) не впливає на зусилля.

Вплив характеристик матеріалу

Розрахунки зазвичай використовують пружнопластичний матеріал, як показано на рис. 3.6. Після виготовлення лонжеронів матеріал відправили до лабораторії, щоб визначити марку та механічні властивості. На тому ж рис. 3.6 показані отримані діаграми напруги.

Діаграми справжньої межі плинності та нахилу пластичної частини характеристик майже однакові. Потрібно визначити, наскільки сильно впливає величина межі плинності на загальний результат.

Досліджувалися зміни форми графіків і величини зусилля, коли межа плинності змінювалася від 120 до 300МПа.

Таблиця 3.5 показує зміну середнього зусилля деформації лонжеронів.

Зусилля не збільшується значно при зміні межі плинності від 120 до 200 МПа. Зусилля збільшуються, коли межа плинності збільшується.

Таблиця 3.5 - Вплив властивостей матеріалу

Межа плинності, Мпа	Середнє зусилля деформації, кН
300	172,7
250	143,1
200	128,6
120	129,6

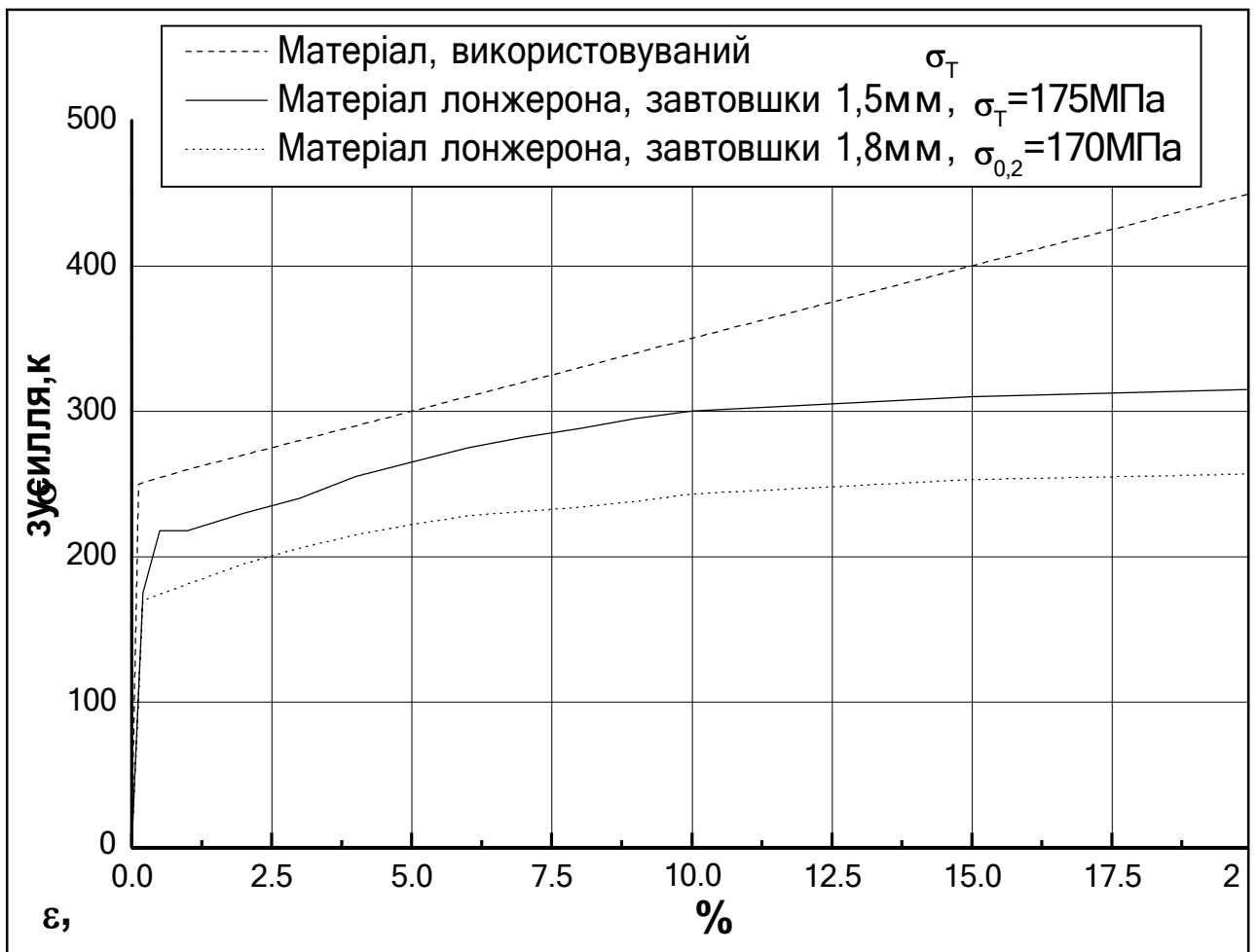


Рисунок 3.6 – Характеристики матеріалу

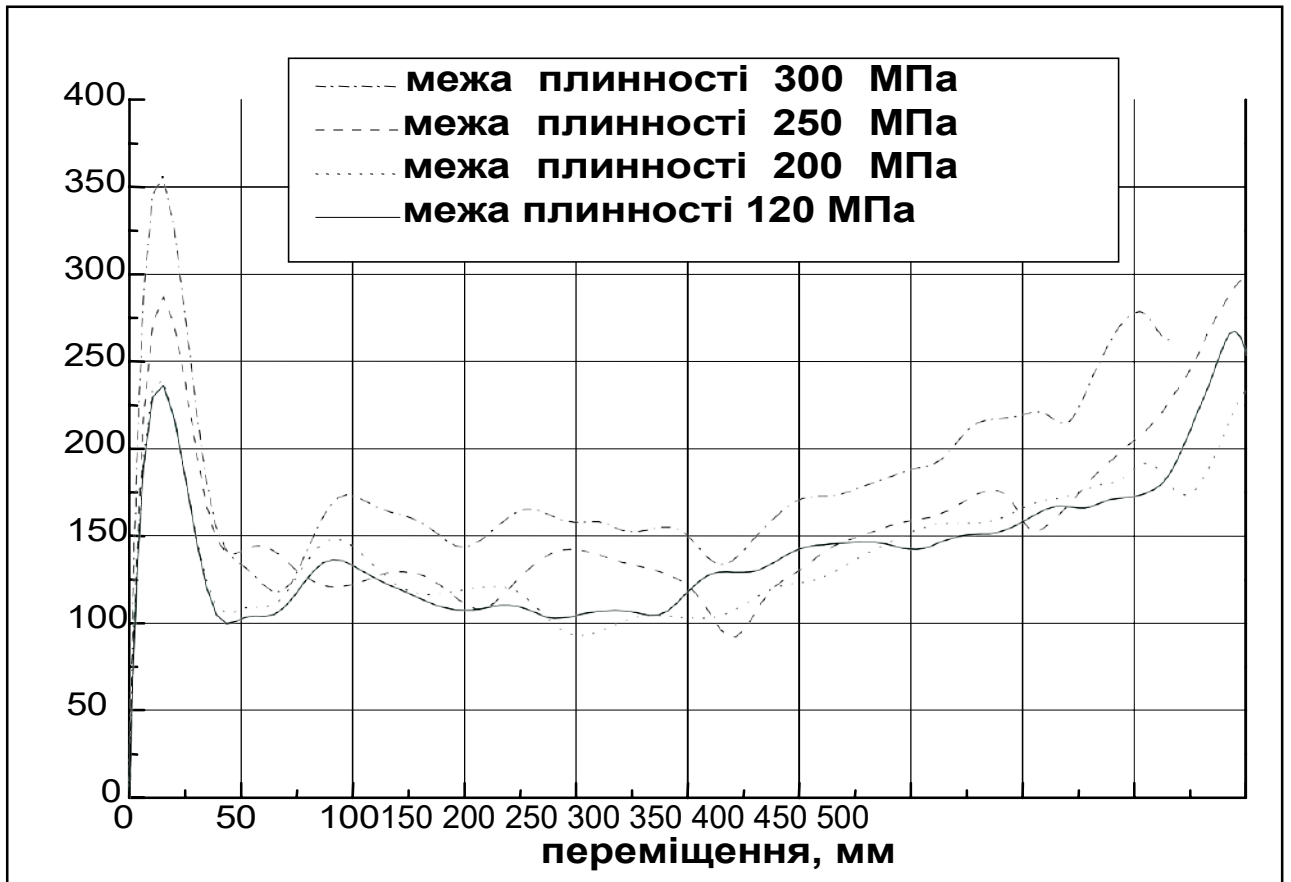


Рисунок 3.7 – Вплив межі плинності

На величину зусилля деформації лонжерону має вплинути зміна межі плинності в розрахунковій моделі з 250 до 170 Мпа.

Вплив розміру частин

У будь-якій кінцево-елементній моделі розмір елементів має найбільший вплив на результат. Точність розрахунку зростає з розміром елементів. Але коли елементи мають певну величину (звичайно, коли їх розмір дорівнює найменшому геометричному розміру конструкції), зменшення їх більше не змінює результат.

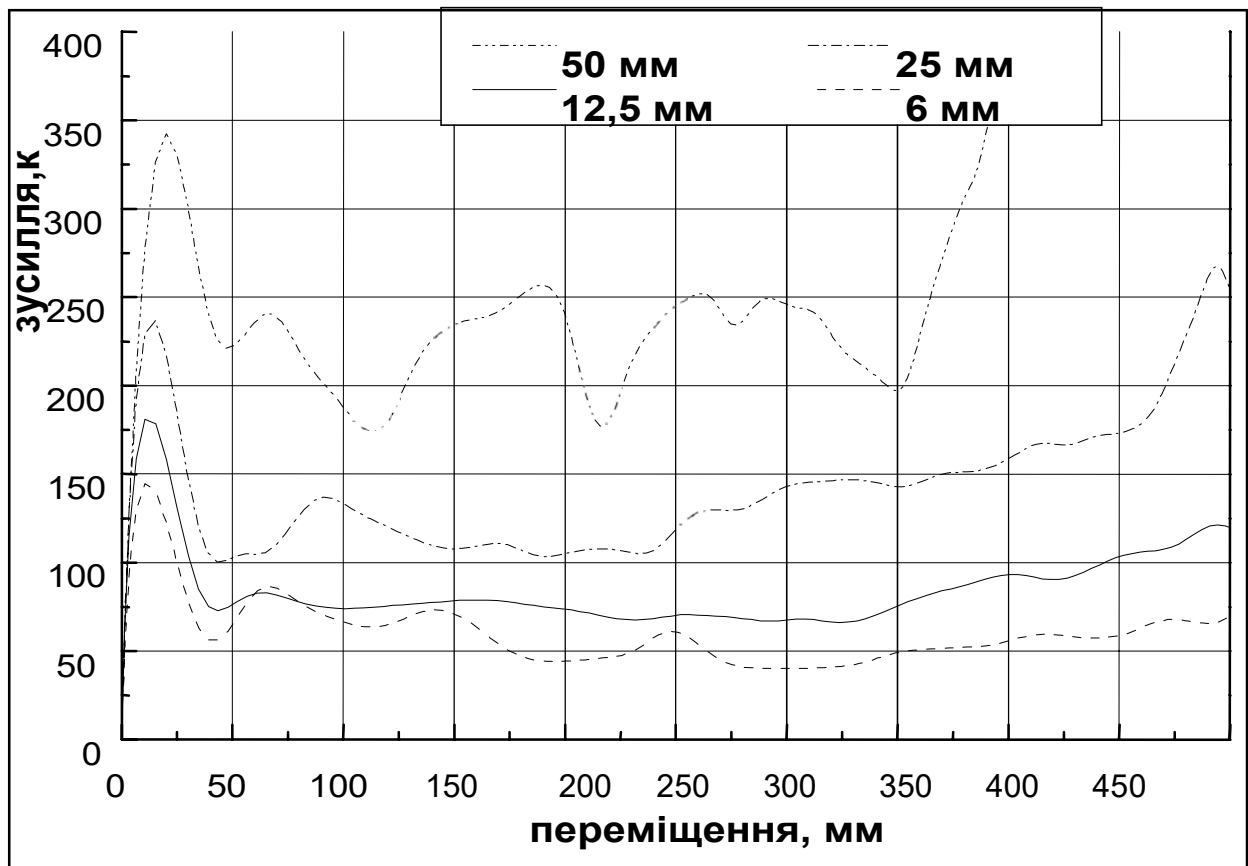


Рисунок 3.8 – Вплив розміру елементів

Але зменшення розміру елемента значно збільшує час розрахунку, і іноді це стає неможливим.

Щоб збільшити швидкість розрахунків, вихідна модель використала елементи розміром 25 міліметрів.

Порівнювалися варіанти з елементами розміром 6, 12,5, 25 і 50 міліметрів.

Таблиця 3.6 містить середні зусилля деформації лонжеронів і час розрахунку.

Модель з елементами розміром 15 мм отримає найближче до реального значення (середнє зусилля деформації 84,9кН). Тим не менш, необхідно визначити, який геометричний параметр моделі, наприклад ширина та висота перерізу,

довжина лонжерону, розмір фланців або кількість елементів на певній площі, змінюється, коли змінюється розмір елемента.

Таблиця 3.6 - Зміна розміру елементів

Розмір елементів, мм	Час роботи процесора, с	Середнє зусилля деформації, кН
50	827	234,7
25	2857	129,6
12,5	12953	80,4
6	119312	60,4

Час розрахунку елемента збільшується на порядок, коли його розмір зменшується вдвічі. Це результат двох факторів: збільшення загальної кількості елементів у моделі та зменшення мінімального розміру елемента, від якого залежить крок і кількість циклів розрахунку.

Розташування та форма елементів у порівнянні з напрямом удару

Вихідна модель мала квадратні елементи, тому сітка була зорієнтована на удар. Потрібно визначити, як вплине застосування прямокутних елементів, по-різному орієнтованих стосовно напрямку удару, на результат розрахунку.

Для порівняння були обрані два варіанти з прямокутними елементами розміром 12,5x25 мм, розташованими вздовж і впоперек по напрямку удару, а також квадратними елементами такого ж розміру, щоб однакова кількість елементів на лонжерон для кожного варіанту. Елементи квадратного розміру 17,7 x 17,7 мм.

Таблиця 3.7 містить порівняння середніх сил деформації прорахованих варіантів і тривалості розрахунків.

На результат розрахунку очевидно не впливає розташування елементів.

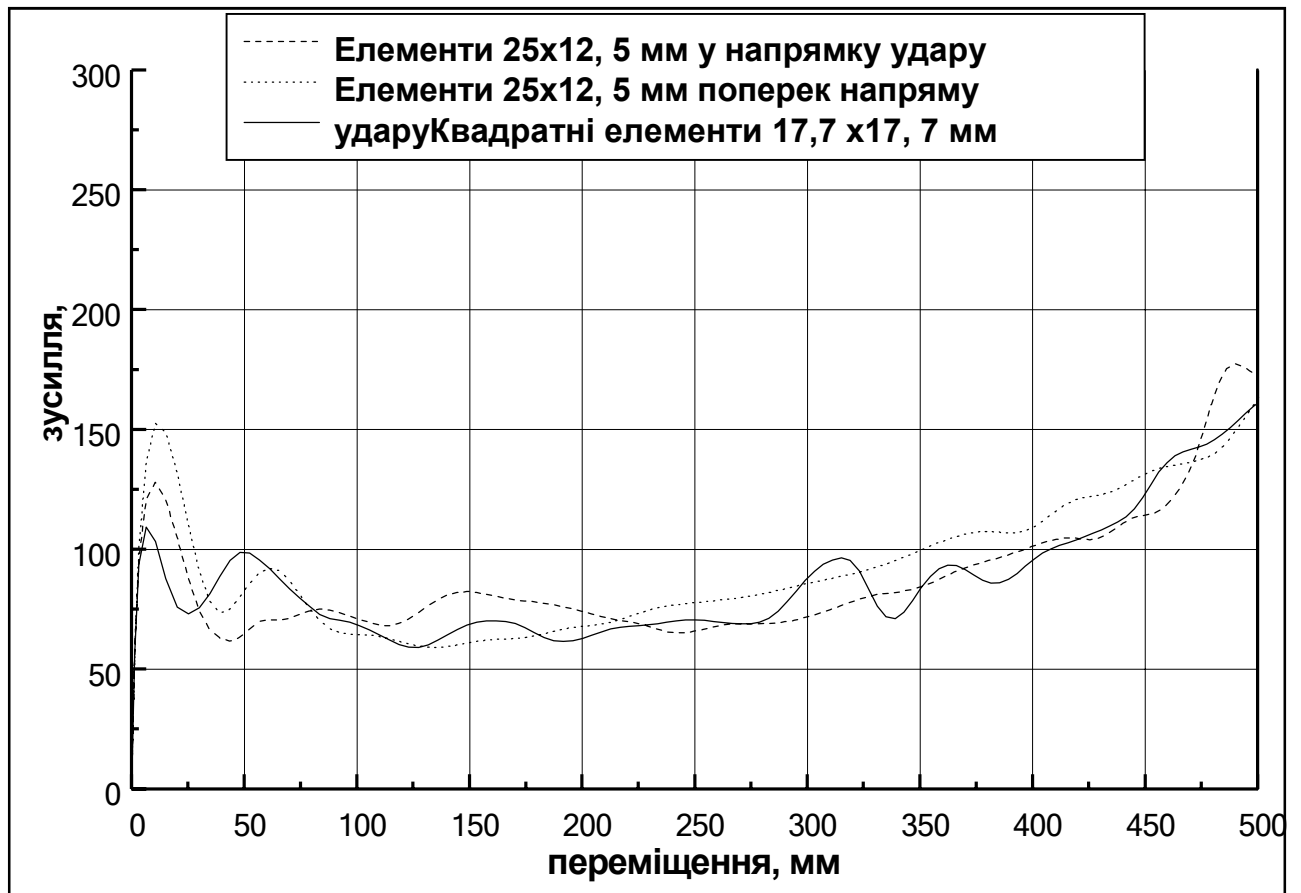


Рисунок 3.9 – Вплив спрямованості елементів

Таблиця 3.7 – Вплив форми елементів

Форма та напрямок елементів, мм	Кількість елементів в моделі	Час роботи процесора, с	Середнє зусилля деформації, кН
25x12,5 по напрямку удару	1127	4130	87,50
25x12,5 в поперек напрямки удару	1115	3903	92,68
17,7x17,7	1093	3576	86,74

Вплив самоконтакту елементів.

У пакетах протоколів PATRAN/DYTRAN є опис самоконтакту елементів. Коли є сильна деформація, яка дає можливість взаємного проникнення елементів

однієї та тієї деталі, використовується самоконтакт. Опис самоконтакту як з тертям між елементами, так і без тертя

У вихідній моделі самоконтакт не використовувався, оскільки основна деформація відбувається в місці удару лонжерона в стіну. Крім того, у цій моделі обов'язково описується контакт лонжерона зі стіною.

Розглядалися варіанти з розміром елементів 25 мм без самоконтакту, із самоконтактом і з тертям.

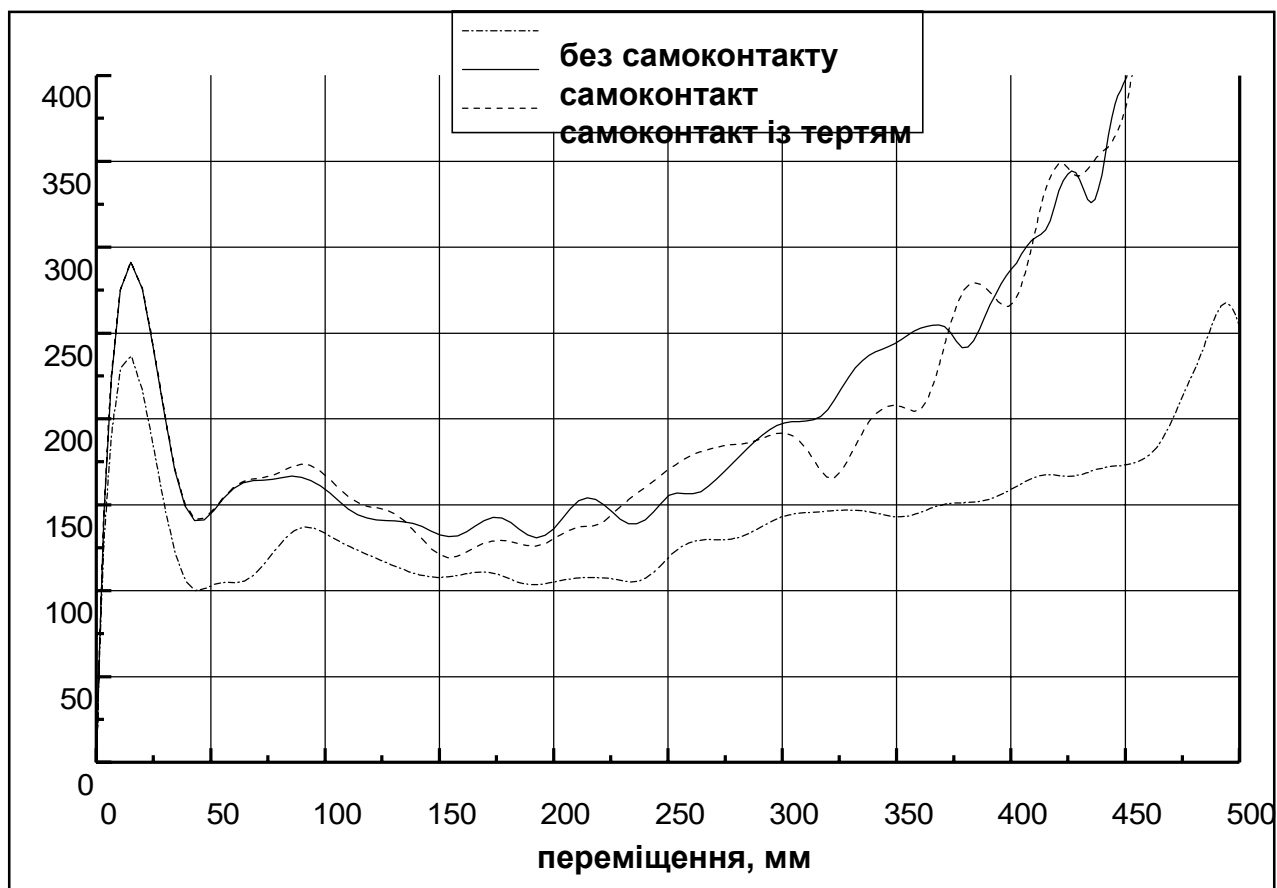


Рисунок 3.10 – Вплив самоконтакту

Таблиця 3.8 містить середні зусилля деформації, отримані внаслідок

розрахунків.

Застосування самоконтакту для вибраного розміру елемента значно впливає на результати розрахунку, особливо коли зростають пластичні деформації.

Таблиця 3.8 - Вплив самоконтакту

Опис самоконтакту	Середнє зусилля деформації, кН
Без самоконтакту	129,6
Самоконтакт	179,3
Самоконтакт з тертям	174,5

Були спроби розрахувати моделі з самоконтактом з елементами розміром 6 і 12,5 мм, але через значне зменшення розміру елементів розрахунки перервалися на 70% заданого часу.

Таким чином, поєднання самоконтакту з елементами досить маленького розміру є досить небезпечним і може призвести до зупинки розрахунку.

Для такої простої справи тертя в самоконтакті не має значного впливу. поєднання спрямованого розташування елементів і самоконтакту.

Було вирішено перевірити, як впровадження моделі самоконтакту змінить результати розрахунків, оскільки застосування спрямованих елементів не вплинуло на результати розрахунків. Використовувалися моделі з елементами 25x12,5 мм вздовж і поперек напрямку удару та квадратними елементами 17,7x17,7 мм.

Розрахунки з елементами 25x12,5 мм у напрямку удару перервалися на 38-й і 37-й мс відповідно. Розрахунки з елементами 17,7x17,7 мм у напрямку удару перервалися повністю до 50 мс. Тим не менш, коли розміри квадратних і прямокутних елементів були зменшені, розрахунок закінчувався благополучно. Таким чином, у деяких випадках застосування елементів, розташованих уздовж напрямку удару в моделях із самоконтактом підвищує ймовірність того, що розрахунок не перерветься та завершиться повністю. У інших випадках

застосування елементів не впливає на процес.

Зміна моделі енергопоглинаючих елементів і порівняння результатів випробувань і розрахунків

У відповідь на результати дослідження впливу різних параметрів модель лонжерону варіантів А і В була змінена, використовуючи наступні параметри: розмір елемента 15 мм, крок зварювання 45 мм, межа плинності варіанту А 180 МПа, а варіанту В 170 МПа.

Рисунки 3.11 і 3.12 показують результати випробувань, які порівнюються з результатами розрахунків зміненої моделі. Результати порівняння середнього зусилля деформації змінених лонжеронів та результатів випробувань наведено в таблиці 3.9.

У результаті порівняння графіків середніх зусиль деформації та результатів розрахунку уточнених моделей видно, що результати практично збігаються. У моделі лонжерона варіанта необхідно використовувати самоконтакт, щоб отримати точний результат. Очевидно, що у довших лонжеронів пластична деформація та взаємне проникнення елементів зростають у порівнянні з 550-міліметровими, що означає, що самоконтакт стає необхідним.

Таблиця 3.9 - Результати розрахунків змінених моделей лонжеронів

	Середнє зусилля деформації лонжерону, кН		
	Випробування	Розрахунок без самоконтакту	Розрахунок із самоконтактом
Варіант А	84,9	85,8	99,1
Варіант В	143,5	115,2	124,2

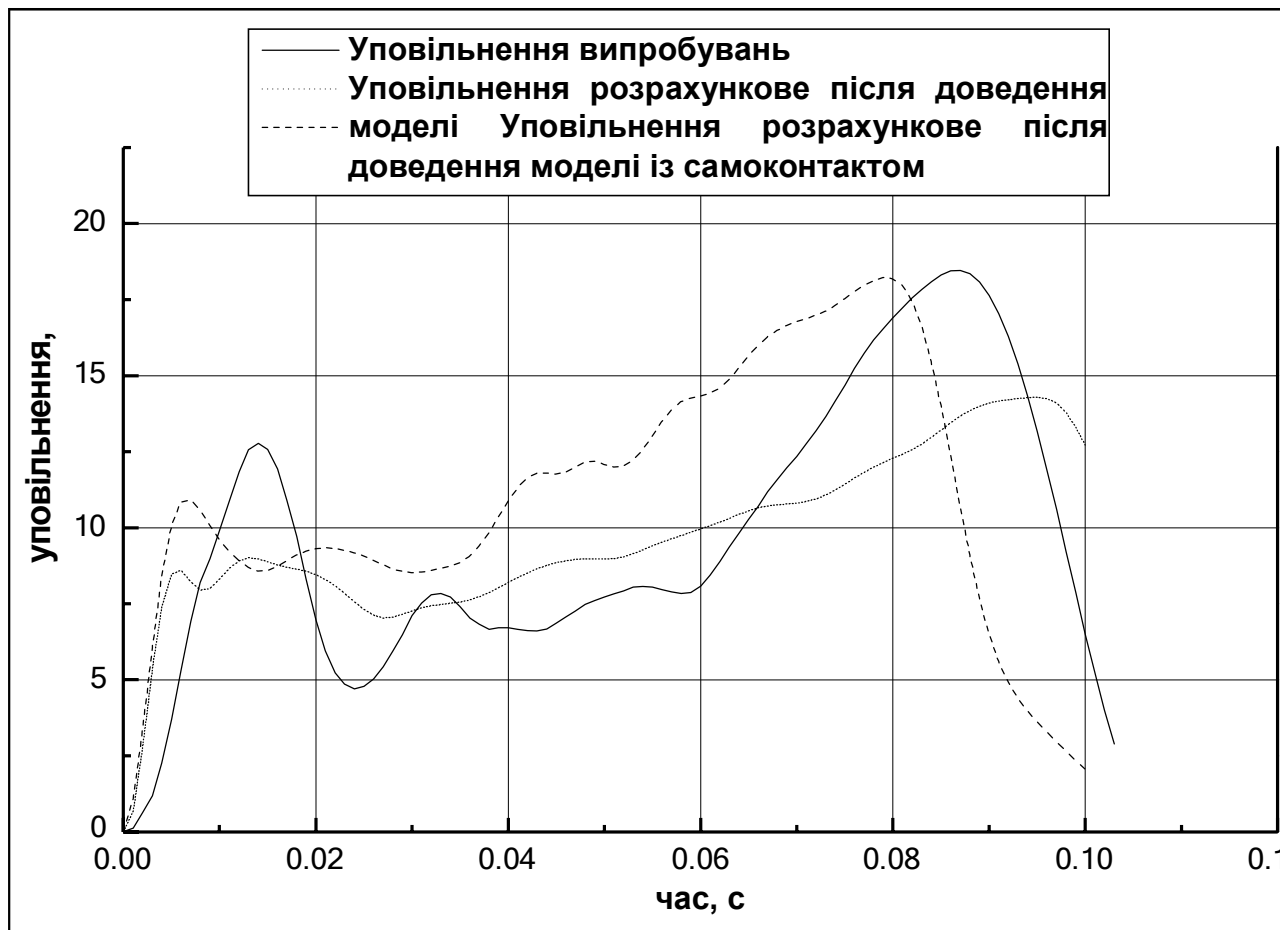


Рисунок 3.11 – Результати розрахунку та випробування варіанта А лонжерону довжиною 550 мм, перетином 100x150мм, товщиною 1,5мм зі швидкості 33,8км/год.

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-------	------	----------	--------	------

КРММТВА 2524347. 000 ПЗ

Арк.

48

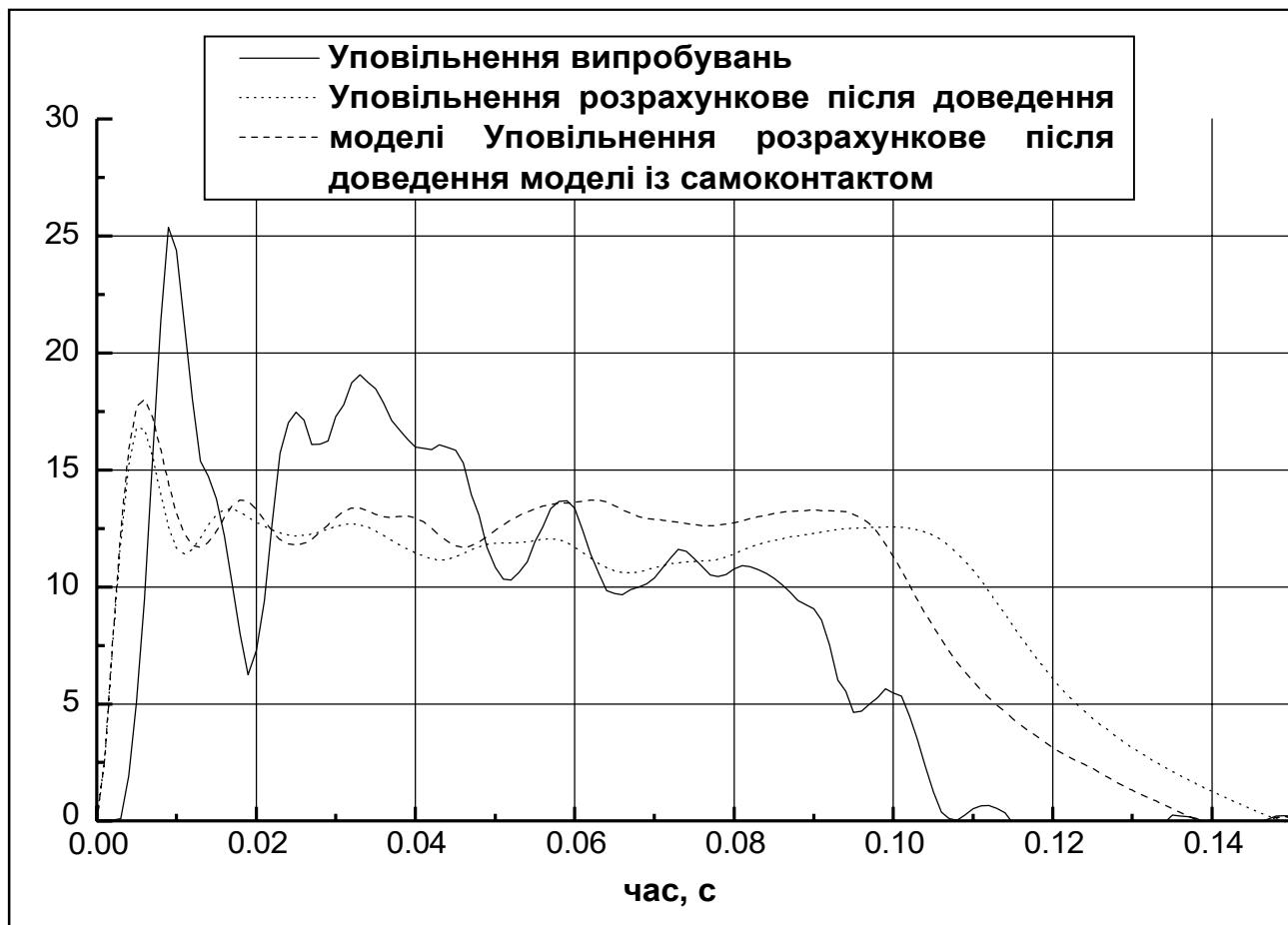


Рисунок 3.12 – Результати розрахунку та випробування варіанта В лонжерону довжиною 1000мм, перетином 150x150мм, товщиною 1,8мм зі швидкості 43,3км/год.

I. Проведене розрахункове та експериментальне дослідження дозволило сформулювати такі методичні рекомендації, які бажано враховувати під час моделювання ударних випробувань:

1) Облік самоконтакту є важливим при значних пластичних деформаціях. При цьому не виявлено суттєвого впливу тертя у контакті на результати розрахунку.

2) При заданих розмірах лонжеронів (500...1000×150×150) найкращі результати дає модель з мінімальним розміром елемента 15 мм.

3) За зміни межі плинності від 120 до 200 МПа істотного збільшення зусилля немає. Подальше збільшення межі плинності викликає помітне збільшення зусилля і істотно впливає на отримані результати. Відповідно для матеріалів з

межею плинності понад 200 МПа суттєво зростають вимоги до точності визначення величини межі плинності.

4) Застосування в моделі прямокутних спрямованих елементів не впливає на результат розрахунку і дещо збільшує його тривалість порівняно з моделлю, що має таку ж кількість квадратних елементів. Але моделювання деталей, які одержують сильні деформації в процесі удару, елементами, розташованими за напрямом удару, трохи зменшує ймовірність аварійної зупинки розрахунку із самоконтактом.

5) Злиття поверхонь деталей, що зварюються (шляхом завдання для відповідних місць сумарної товщини) є найбільш простим варіантом з точки зору підготовки моделі. Однак цей спосіб є найменш точним. Рекомендується враховувати зварні точки злиттям відповідних вузлів на поверхнях, що зварюються. При цьому необхідно максимально точно відтворити крок зварювання реальної конструкції (наскільки це дозволяє зробити розмір елемента).

II. Такі фактори, як розміри конструкції, характеристики матеріалу та швидкість удару, мають значний вплив на розроблені рекомендації. Рекомендується продовжувати роботу, щоб уточнити сформульовані методичні рекомендації.

III. Застосування сформульованих рекомендацій для розрахунку ударних випробувань візка дозволило суттєво підвищити точність розрахунку зусилля деформації енергопоглинаючих елементів.

3.3. Розробка, тестування та пробне випробування моделі деформованого бар'єру для фронтального удару з перекриттям

Програмний комплекс LSTC/LS-DYNA 3d має принципову можливість моделювання бар'єра, що деформується. Справжня робота складається з наступних етапів:

1) На початку цієї роботи була використана модель каркаса кузова

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

автомобіля TOYOTA COROLLA з дверима, яка використовувалася раніше для розрахунку бічного удару. Ця модель була дорацьована на другому етапі роботи, щоб результати розрахунку результатів випробувань були більш повністю відповідними.

2) Досить проста геометрична форма бар'єра, що деформується. Тим не менш, необхідно провести значну роботу щодо вибору характеристик матеріалу, щоб забезпечити необхідні макрохарактеристики згідно з Правилем №94.

3) Відповідно до Правилу №94 ЄЕК ООН, розрахунок фронтального удару було виконано протягом 30 секунд з моменту початку удару.

Формування повної розрахункової моделі автомобіля 1118 з аналізом фронтального удару з перекриттям.

На початку виконання цієї роботи найбільш повною моделлю автомобіля TOYOTA COROLLA була використана для повномасштабного розрахунку бокового удару. Ця модель була розроблена. Крім того, є опис контактної взаємодії силового агрегату та кузова.

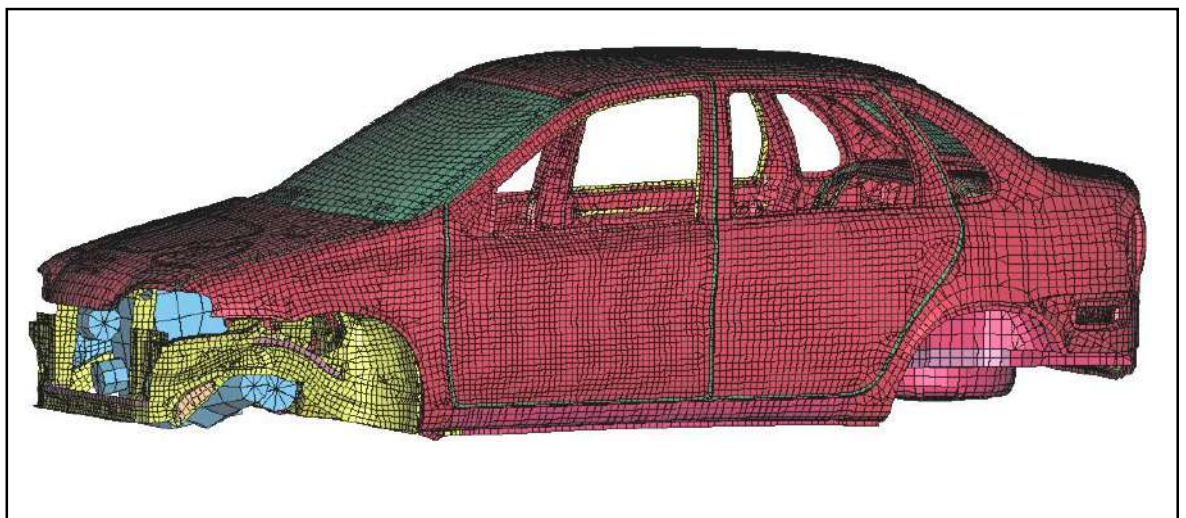


Рисунок 3.13 – Модель TOYOTA COROLLA, використана для розрахунку фронтального удару з перекриттям

На рис. 3.13 показано отриману модель. Вона містить 135 000 вузлів і 140 000 елементів.

Опис геометрії фронтального бар'єру

Найстарішим методом випробувань пасивної безпеки є випробування автомобіля на фронтальний удар. За багато років конструктори та випробувачі зрозуміли, наскільки важливо враховувати вимоги до захисту автомобіля від фронтальних ударів під час проектування нового автомобіля. Таким чином, після отримання технічного завдання на новий автомобіль геометричні параметри передніх лонжеронів повинні бути визначені негайно. За результатами натурних випробувань очевидно, що наступна зміна конструкції лонжеронів пов'язана з надзвичайно значними переробками конструкції всього автомобіля. Застосування розрахункових методів для визначення параметрів енергопоглинаючих елементів починаючи з ранніх етапів проектування автомобіля вирішить проблему.

На відміну від методу верифікації деформованого бар'єра для бокового удару, тут для оцінки властивостей бар'єра використовуються лише зразки його частин, а не весь бар'єр. Бампер і основний стільниковий блок складають бар'єр. Хоча обидва компоненти виготовлені зі стільникового алюмінію, вони мають різні жорсткі характеристики. Відповідно до процедури сертифікації бар'єру за Правилем №94, тестовим зразком вважається частина бар'єру розміром 150 x 150 x 50 мм, де розмір 50 мм відповідає товщині, виміряній у напрямку удару бар'єру. Нерухомі тестові зразки продавлюються на глибину не менше 16,5 мм жорсткою площиною зі швидкістю, що не перевищує 0.125 мм/сек. Результати тестового продавлювання, які включають показники «зусилля продавлювання - переміщення жорсткої площини», показують, що жорсткі параметри матеріалів зразків прийнятні. Отже, бар'єр в цілому придатний.

Процес вибору матеріалу та типу елементів

Для подальшого розрахунку їхнього тестового продавлювання за допомогою системи динамічного аналізу LS-DYNA були створені дві кінцевоелементні моделі (КЕМ) фрагментів частин бар'єру за допомогою препроцесора MSC/PATRAN. Моделі відповідали фізичним зразкам, взятим для випробування з основного стільникового блоку та стільникового бампера бар'єру, і мали розміри 150 x 150 x 50 мм.

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Кожна з цих моделей була створена з тих самих міцних матеріалів, які використовувалися для моделювання стільників у бар'єрі для бічного удару. На додаток до цього забезпечувалася орієнтація ортотропних якостей.

Вузли однієї з квадратних граней зразка мали можливість переміщатися лише у площині цієї грані (не могли переміщатися у напрямі продавлювання); а для сегментів солідних елементів, що утворюють протилежну грань, були задані умови контакту з жорсткою (Rigid Body) площиною. Тут також використовувався тип контакту LS-DYNA *CONTACT_ONE_WAY_SURFACE_TO_SURFACE.

Тестування властивостей бар'єру для розрахунку та порівняння результатів розрахунку з результатами випробувань.

Кожна з моделей зразків складалася з п'ятисот солідних елементів із розбиттям розміром 10 на 10 на 5, де 5 вказує на товщину. Необхідний час процесу дуже великий (132 секунди на 16.5 мм), оскільки продавлювання є повільним і квазістатичним відповідно до Правил №94. У результаті розрахунок одного тестового продавлювання за допомогою системи динамічного аналізу LS-DYNA вимагає надзвичайно високих обчислювальних витрат (до 12 годин машинного часу IBM SP2).

Характеристики стільникових матеріалів HONEYCOMB бампера та основного блоку ітераційно підбиралися, як і для бар'єру для бічного удару. У цьому випадку є лише одна особливість: крива, яка показує залежність зсувної напруги від об'ємних деформацій, розглядається окремо від кривої, яка показує нормальні напруги як функцію від об'ємних деформацій у напрямку осей «b» і «c». Відповідно, це інша крива.

Коректно вибрані характеристики матеріалів HONEYCOMB для бампера та основного блоку застосовні тільки до діапазону переміщення площини, що продавлюється від 6,4 мм до 16.5 мм, як вимагає методика перевірки бар'єру за Правилком №94.

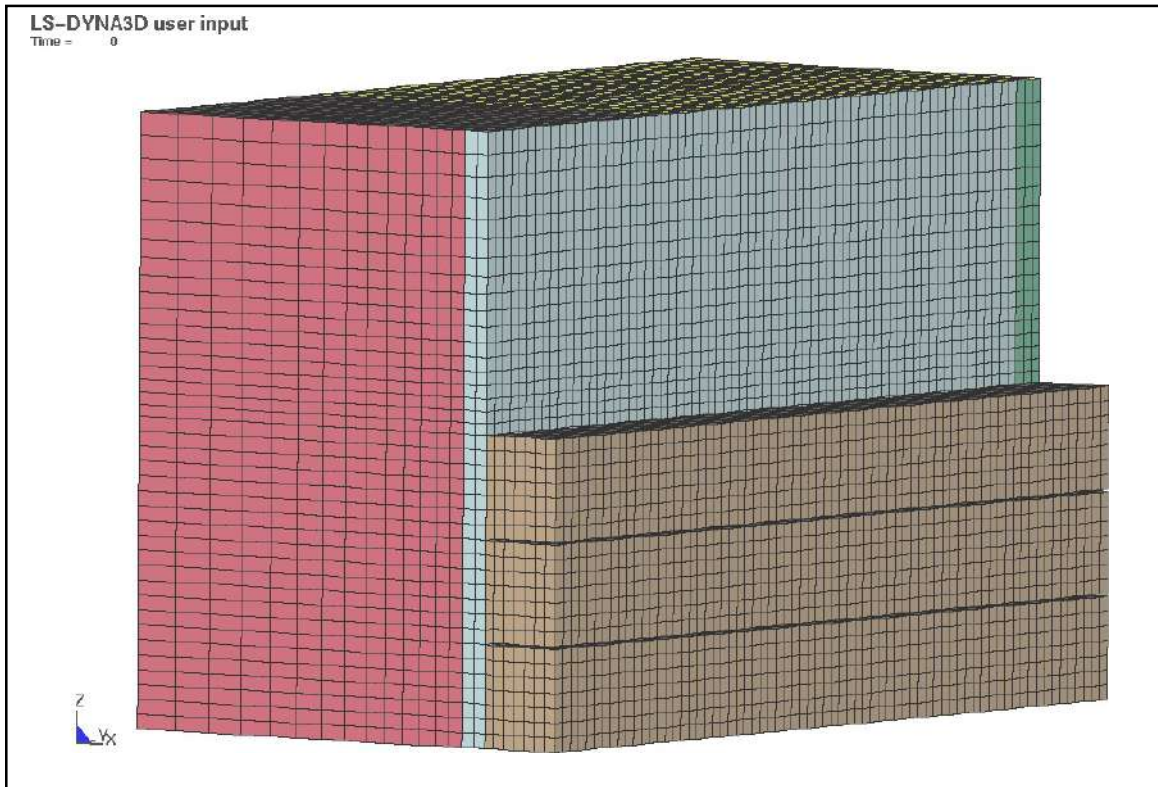


Рисунок 3.14 – Модель бар'єру, що деформується, використовується для розрахунку фронтального удару з перекриттям

Розроблена модель бар'єра для визначення фронтального удару автомобіля показана на рис. 3.14.

Розрахунок фронтального удару TOYOTA COROLLA в бар'єр, що деформується, 40% перекриття при 56 км/год.

Схема тестування відповідає вимогам Правила №94 ЄЕК.

На бетонному кубі закріплений деформований бар'єр. Після зіткнення з бар'єром, що деформується, машина розганяється до швидкості 56 км/год. Перекриття передка при ударі становить 40%. Удар охоплює лівий бік автомобіля.

Розрахункова схема випробувань на фронтальний удар показано рис. 3.15.

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРММТВА 2524347. 000 ПЗ

Арк.

54

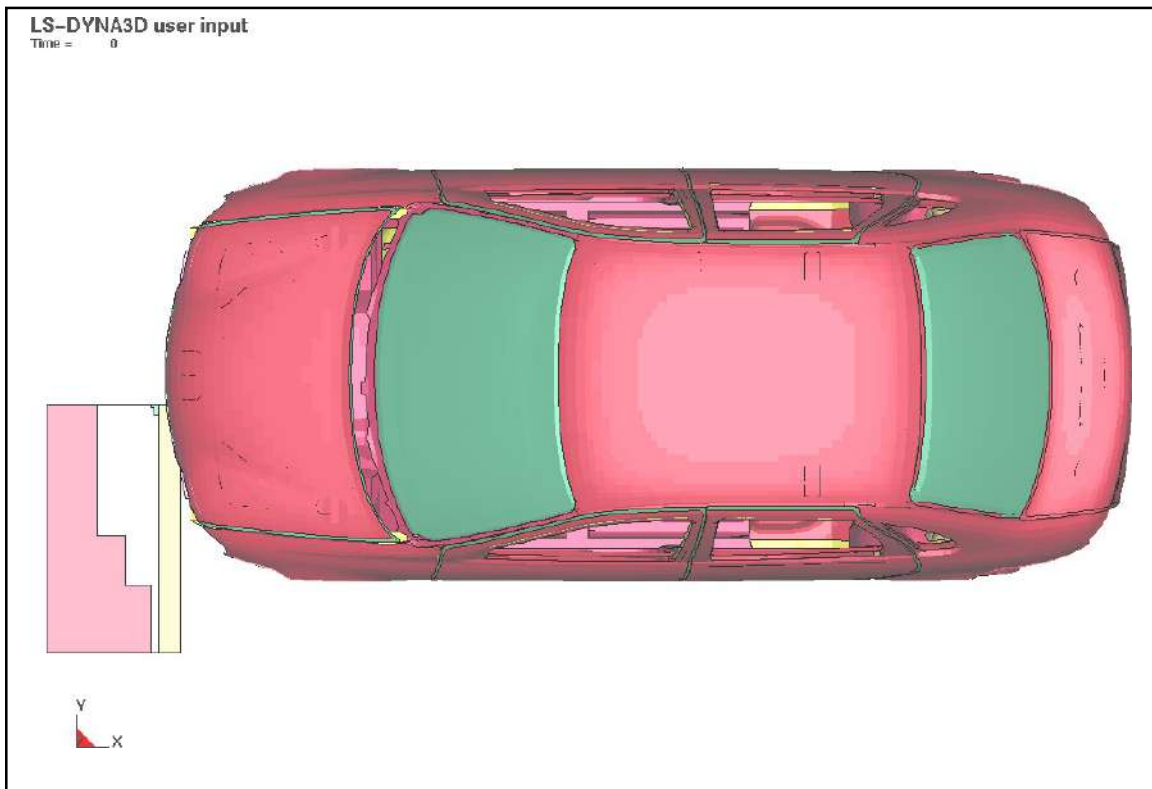


Рисунок 3.15 – Розрахункова схема удару в деформований бар'єр з перекриттям 40%

Основною складністю виконання цієї роботи порівняно з розрахунком бічного удару є той факт, що конструкція автомобіля має багато жорстких елементів невеликого поперечного перерізу, які проходять крізь матеріал деформованого бар'єру під час удару в поздовжньому напрямку. Таким чином, у тілі бар'єру можуть бути елементи нульового чи негативного обсягу під час процесу розрахунку. Ці елементи не можна передбачити заздалегідь. виправлення та відновлення моделі є досить трудомісткими процесами.

Порівняння результатів розрахунку (уповільнення на лівому порозі автомобіля) з результатами випробувань показує, що існує високий рівень збігу результатів (рисунок 3.16).

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

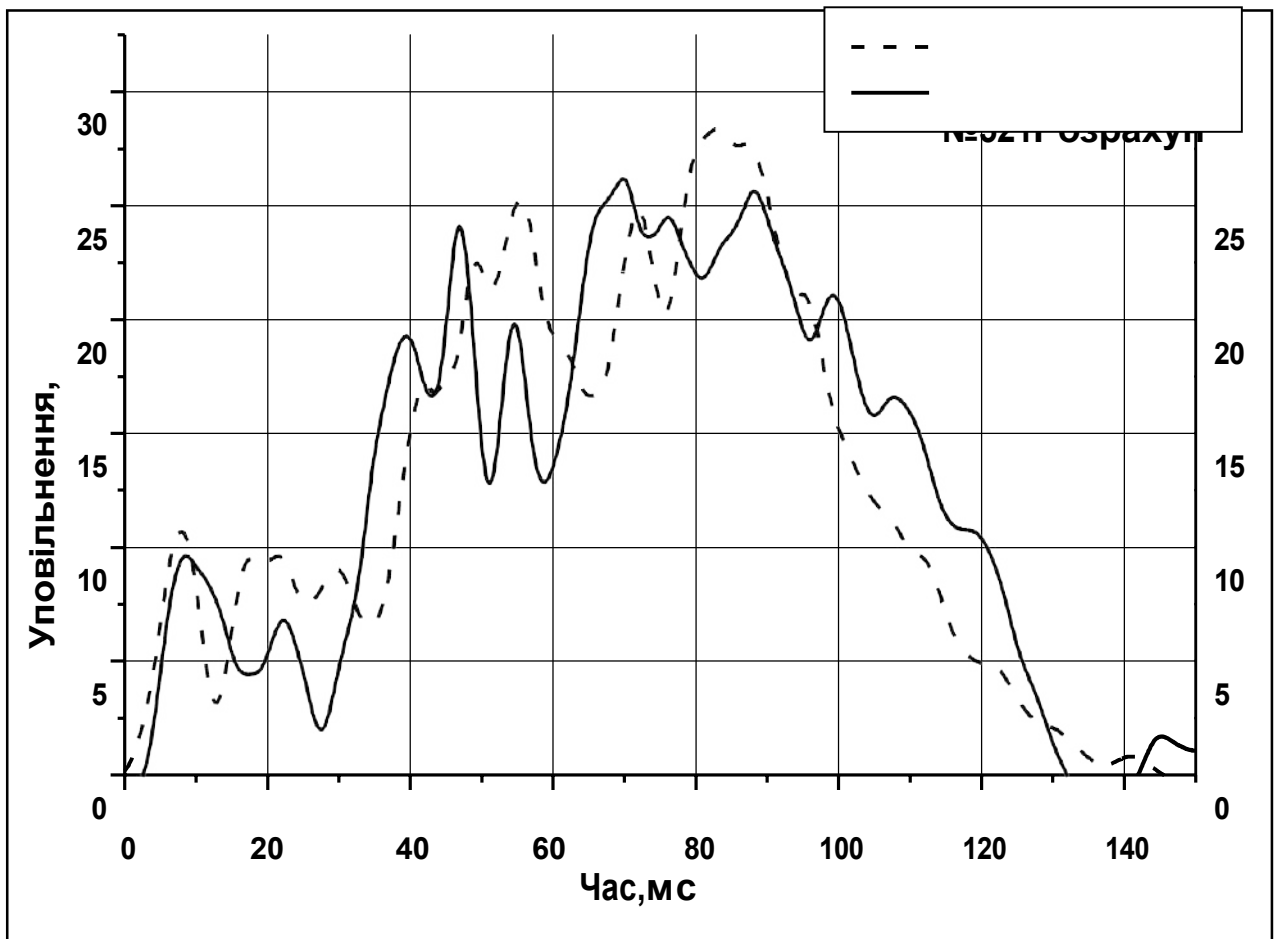


Рисунок 3.16 – Порівняння розрахункових уповільнень автомобіля та уповільнень, отриманих у випробуваннях

Спираючись на наявні результати, можна зробити висновок, що в даний час існує принципова можливість оцінити ймовірність того, що автомобіль зазнає фронтального удару з перекриттям деформованого бар'єра. Наступна орієнтовна таблиця 3.10 показує час розрахунку за цією моделлю, враховуючи різні потенційні цілі розрахунку:

Таким чином, розрахунки повномасштабного удару автомобіля в бар'єр, що деформується, можна виконати за допомогою наявних програмних і технічних засобів, а також результатів, отриманих у цій роботі.

Але застосування багатоваріантного аналізу та більш ефективного використання розрахунків вимагає більш продуктивної обчислювальної техніки.

Таблиця 3.10 - Містить орієнтовний час розрахунку.

Вид розрахунку	Орієнтовне модельний час	Орієнтовна тривалість розрахунку
Проектування силового каркасу передка автомобіля	30-35 мс	80 годин
Повномасштабний розрахунок удару для аналізу деформацій кузова та переміщення значущих елементів салону (кермо, панель приладів)	100-120 мс	250 годин
Повномасштабний розрахунок удару з метою підготовки граничних умов для розрахунку поведінки манекена	150-200 мс	400-500 годин

3.4 Розробка математичної моделі деформованого бар'єру

Для проведення розрахунків на бічний удар за Правилком 95 ЕЕК ООН і Директивою 96/27/ЕС, що описує динамічний зіткнення автомобіля з рухомим бар'єром, що деформується, була створена, звичайно-елементна модель деформованого бар'єру.

Для отримання найбільш точного розрахунку бічного удару за Правилком 95 необхідно отримати модель рушійного бар'єра, що деформується, яка, маючи невелику розмірність і простоту конструкції, може бути досить точно валідована.

При створенні моделі використовувалися рекомендації провідних фахівців з моделювання та розрахунків у LS-DYNA, було враховано інформацію, отриману від фахівців фірми «Opel».

Звичайно-елементна модель рухомого деформованого бар'єру повністю

повторює масові та геометричні властивості реального бар'єру та ударника. Характеристики, скопійовані з геометрії реальних шарів стільникових структур, використовувалися для отримання жорстких характеристик блоків ударника.

Особливості рухомого бар'єру

Загальна вага 950 плюс-мінус 20 кг, передні та задні колії 1500 плюс-мінус 10 мм, колісна база 3000 плюс-мінус 10 мм. Центр ваги повинен розташовуватися в площині симетрії з допуском 10 мм, координати на поздовжній осі 1000 плюс-мінус 30 мм і на відстані 500 плюс-мінус 30 мм від землі. Відстань між передньою поверхнею бар'єру та центром ваги має бути 2000 плюс-мінус 30 мм.

Рис. 3.17 показує зовнішній вигляд моделі бар'єру.

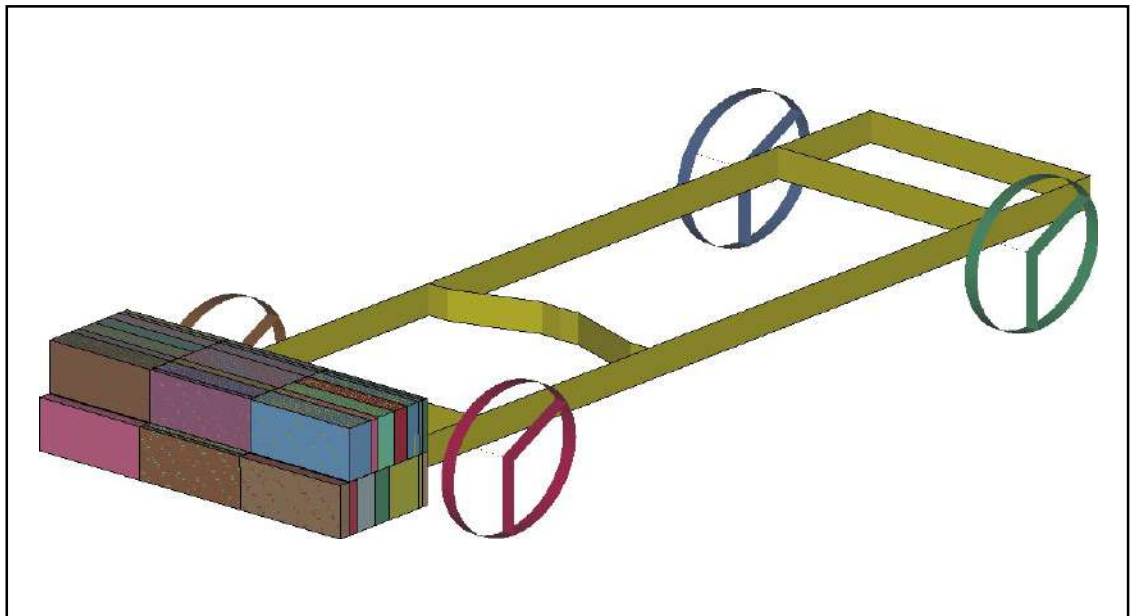


Рисунок 3.17 – Зовнішній вигляд моделі бар'єру, що рухається, деформується.

Геометричні характеристики деформованого ударника

Форма, розміри та розташування ударника показані на рис. 3.18. Шість об'єднаних блоків складають ударник.

Зона ударника, що деформується, повинна мати завширшки 1500 плюс-мінус 10 мм і висоту 500 плюс-мінус 5 мм.

Відстань між ударником і землею становить 300 мм (в статиці до удару).

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРММТВА 2524347. 000 ПЗ

Арк.

58

Повинен бути шість деформованих елементів у двох рядах по три елементи в кожному. Всі елементи повинні мати довжину 500 мм (плюс-мінус 5 мм), висоту 250 мм (плюс-мінус 3 мм), ширину верхніх елементів 440 мм (плюс-мінус 5 мм), а нижніх елементів 500 мм (плюс-мінус 5 мм).

Матеріал ударної частини: ударна частина складається з шести окремих алюмінієвих блоків стільникової конструкції, які зроблені таким чином, щоб рівень сили збільшувався разом із деформацією. Алюмінієві пластини прикріплені спереду та ззаду стільникових блоків.

Для сертифікації деформованого бар'єру, що рухається, необхідно мати швидкість 35 ± 0.5 км/год.

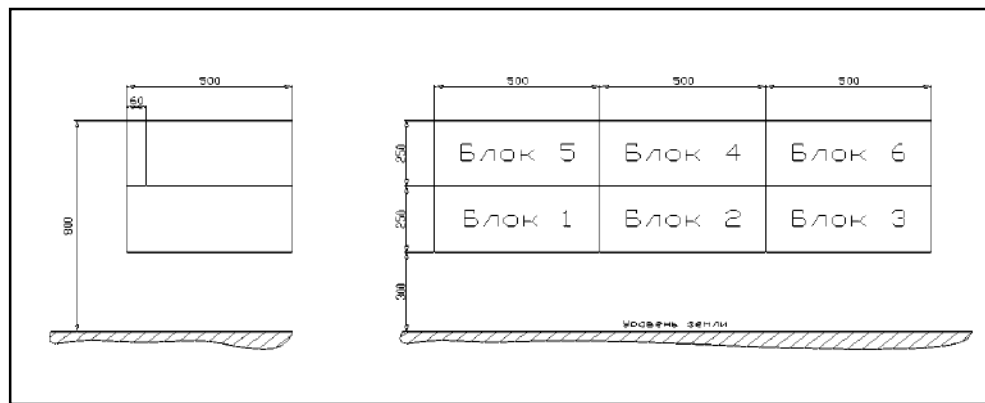


Рисунок 3.18 – Геометричні характеристики ударника рухомого бар'єра, що деформується (розміри в мм)

Розрахунок імітував реальні випробування, щоб перевірити модель рухомого бар'єра, що деформується.

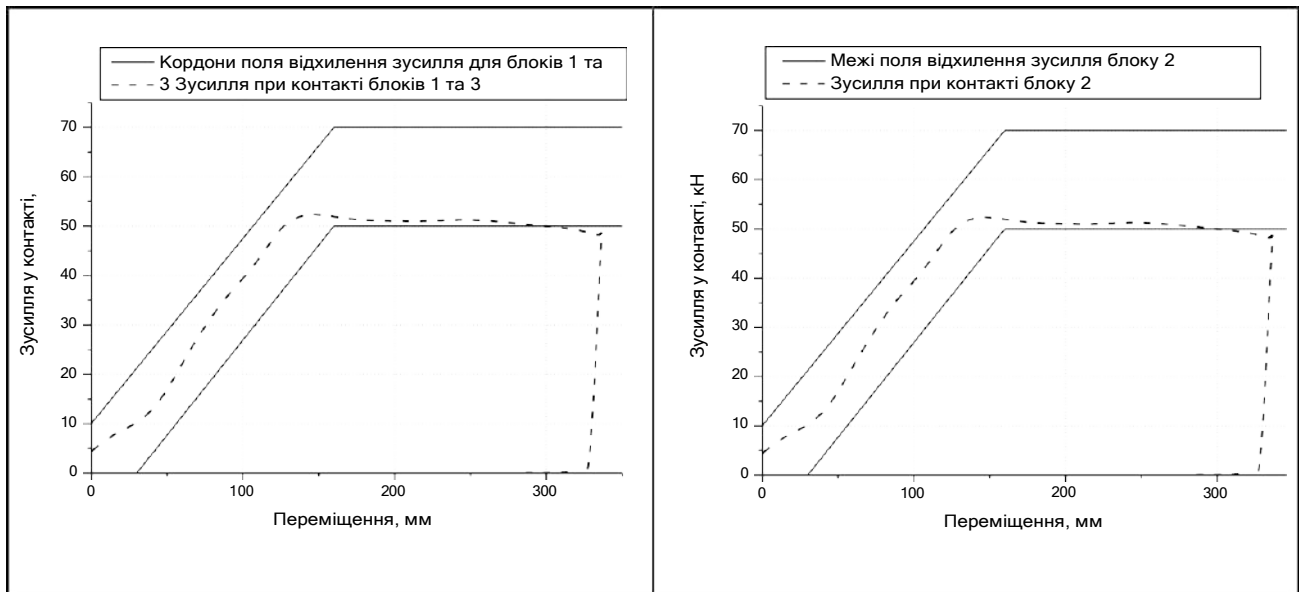
Кожен із шести прямокутників жорсткої стінки розташований навпроти одного з блоків бар'єра, що деформується. Шість контактних пар розподіляли зусилля при зминанні блоків. Результати були відфільтровані за допомогою ISO 6487/1987 SFC 60 Гц, як показано на рисунках 3.19 та 3.20.

Енергія деформації блоків ударника показана на рис. 3.21 та 3.22.

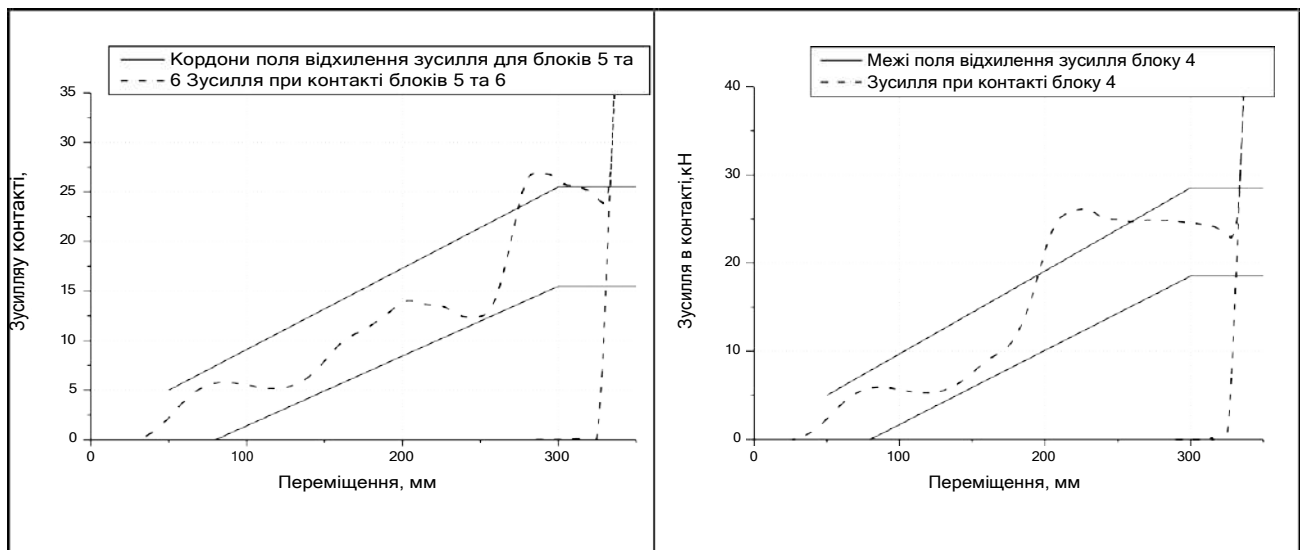
Як показано на графіках, жорсткість блоків моделі ударника, що деформується, повністю відповідає вимогам Директиви 96/27/ЄС. Відхилення, які існують, не можуть перевищувати 50% від найближчого значення межі поля

відхилення зусилля.

Модель ударника повністю задовольняє вимоги щодо енергії деформації.



а) для блоків ударника №№ 1 та 3 б) для блоку ударника № 2



в) для блоків ударника №№ 5 та 6 г) для блоку ударника № 4

Рисунок 3.19 – Межі поля відхилення зусилля змінання та зусилля в контакті отримане в результаті моделювання динамічного випробування для окремих блоків рухомого бар'єра, що деформується.

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-------	------	----------	--------	------

КРММТВА 2524347. 000 ПЗ

Арк.

60

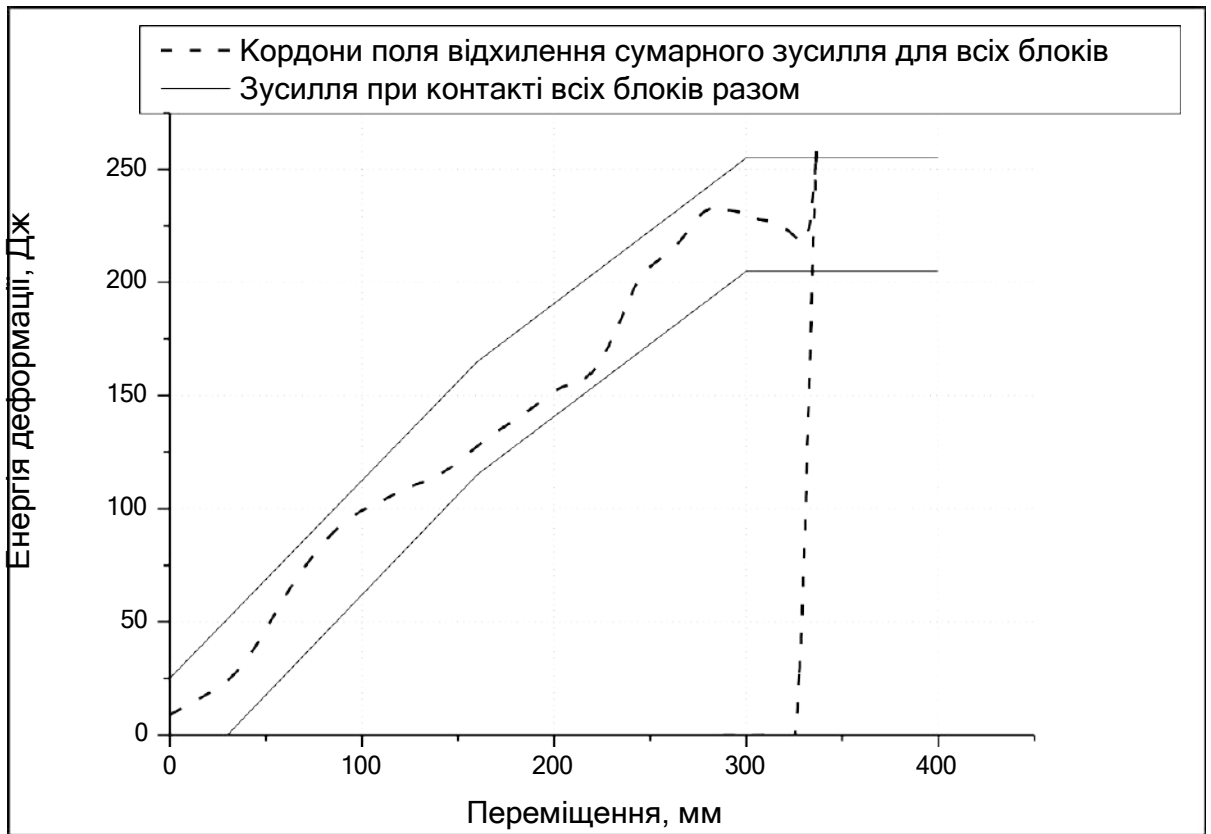


Рисунок 3.20 – Кордони поля відхилення зусилля змінання та зусилля в контакті отримане в результаті моделювання динамічного випробування рухомого деформованого бар'єру для всіх блоків ударника разом

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-------	------	----------	--------	------

КРММТВА 2524347. 000 ПЗ

Арк.

61

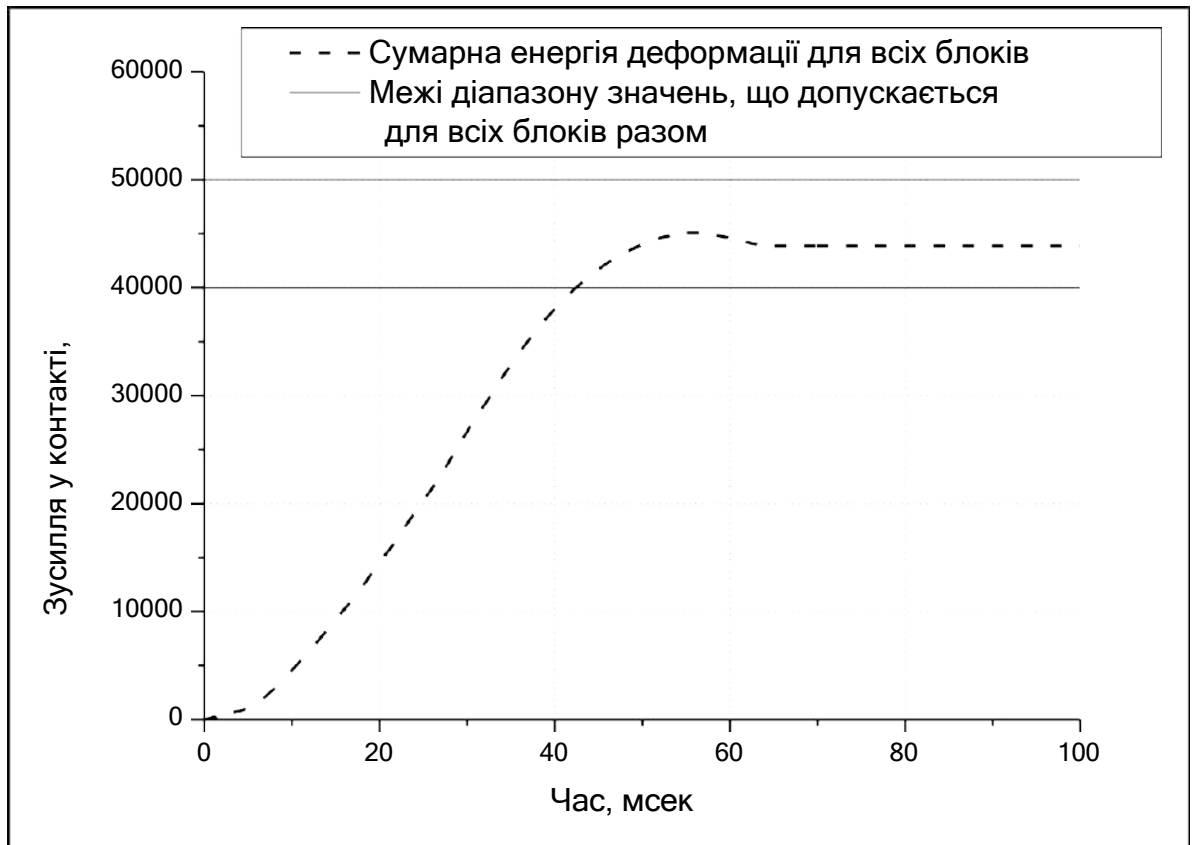
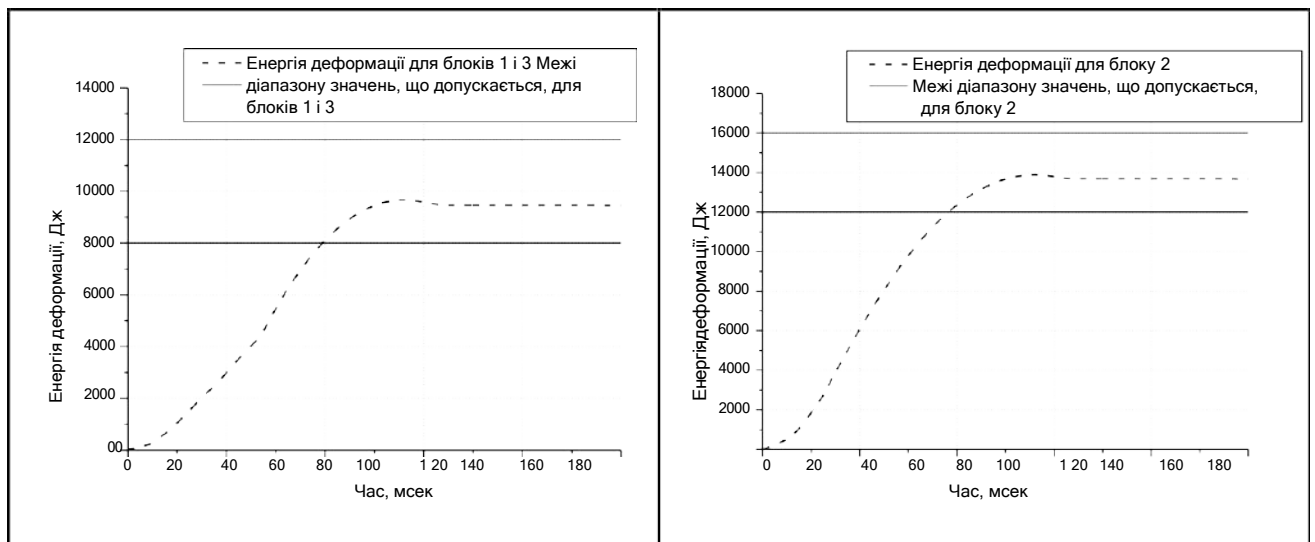
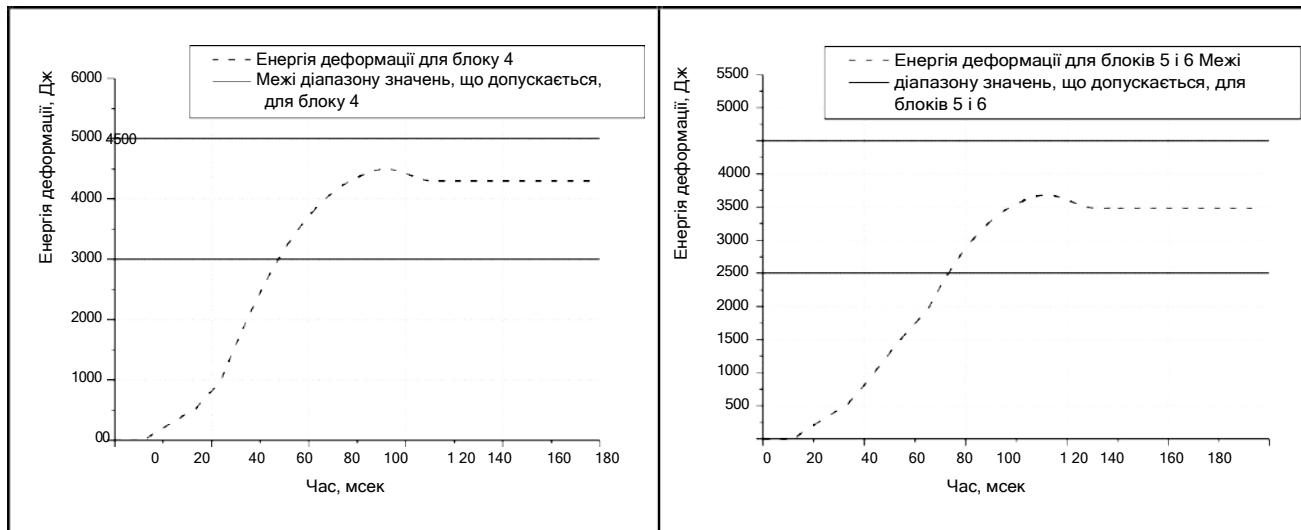


Рисунок 3.21 – Кордони поля відхилення та значення енергії деформації отримане в результаті моделювання динамічного випробування рухомого бар'єра, що деформується, для всіх блоків ударника разом



а) для блоків ударника № 1 та 3 б) для блоку ударника № 2

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-------	------	----------	--------	------



в) для блоку ударника № 4 г) для блоків ударника № 5 та 6

Рисунок 3.22 – Кордони поля відхилення та значення енергії деформації отримане в результаті моделювання динамічного випробування для окремих блоків рухомого бар'єра, що деформується.

Проведення розрахунків бічного удару автомобіля деформованим бар'єром, що рухається, вимагає значних трудових витрат і часу, необхідних для розробки моделі автомобіля. Наприклад, для розрахунку одного варіанту моделі автомобіля потрібно 127 годин машинного часу.

Отже, коли ви плануєте розрахункові роботи, вам потрібно знати, що для досягнення повної валідації моделі з експериментом потрібно такий проміжок часу, після якого модель автомобіля може бути вже запущена у виробництво.

Визначення найважливіших конструктивних параметрів має вирішальне значення, оскільки це дозволяє продемонструвати конструкцію автомобіля з пасивної безпеки.

Приклад першого розрахунку автомобіля Тойот за Правилком №95 наведено нижче.

Під час експерименту в розрахунковій КЕМ були встановлені моделі датчиків віброприскорень. Рис. 3.23 показує зовнішній вигляд деформованого бар'єру, що рухається, і моделі автомобіля.

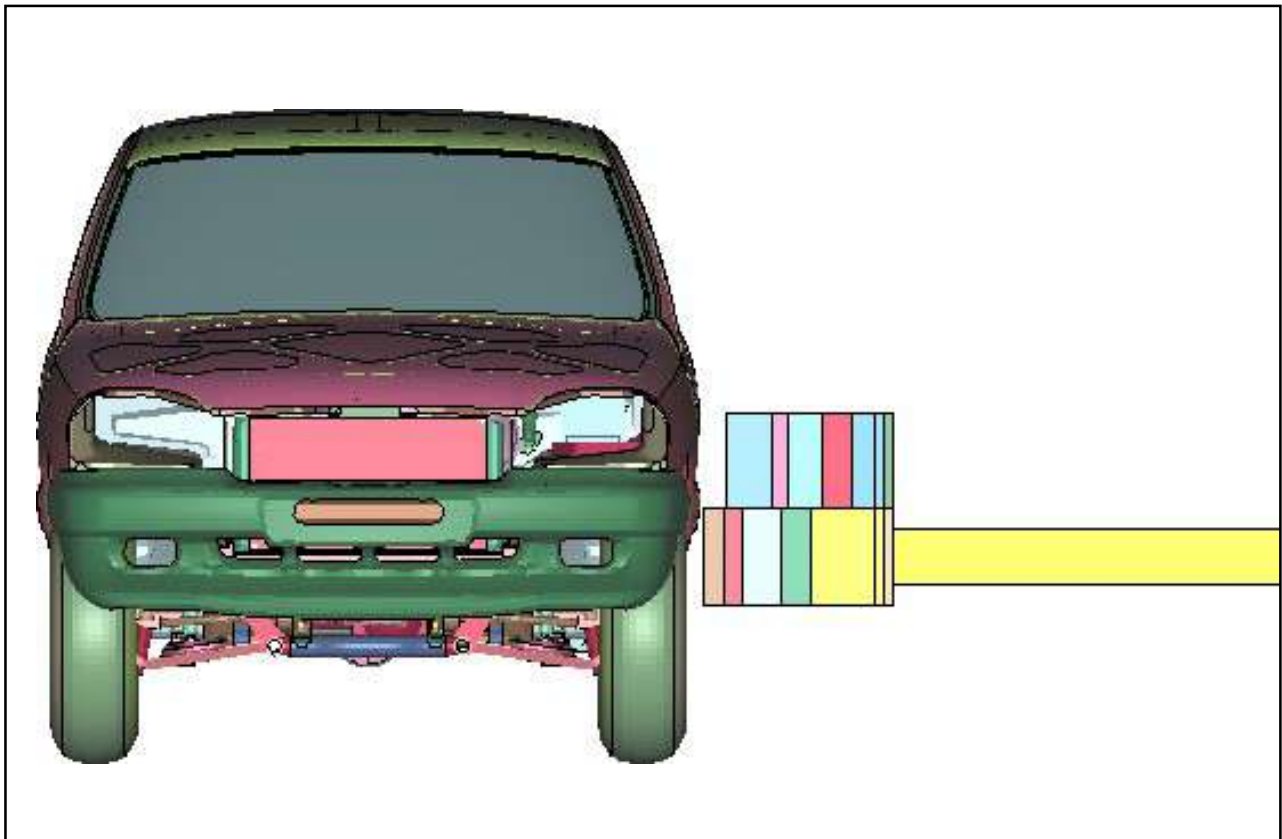


Рисунок 3.23 – Зовнішній вигляд моделі автомобіля та рухомого деформованого бар'єру

Розташування та ідентифікація датчиків віброприскорень (рис. 3.24 та 3.25).

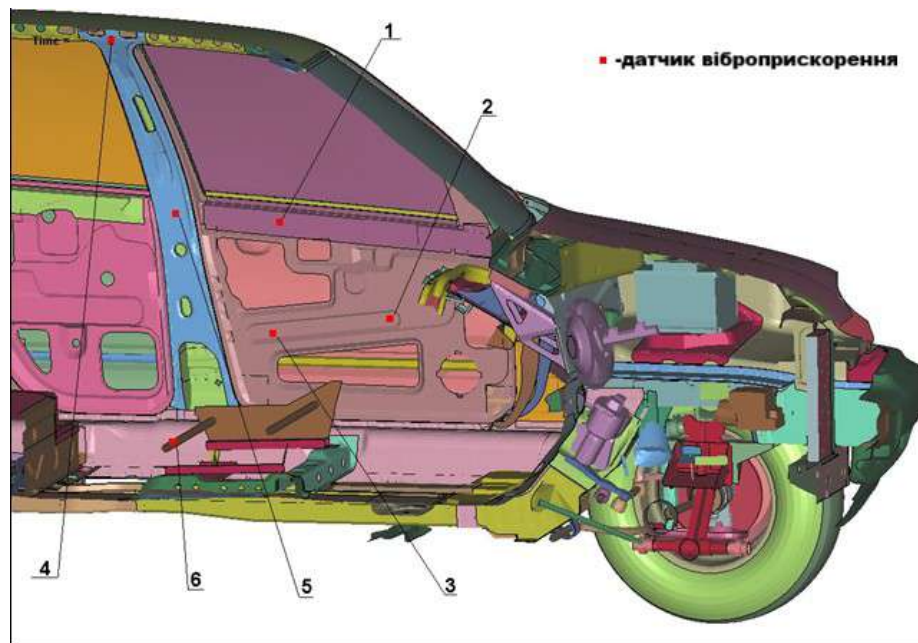


Рисунок 3.24 – Місця розташування датчиків віброприскорень

змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-------	------	----------	--------	------

КРММТВА 2524347. 000 ПЗ

Арк.

64

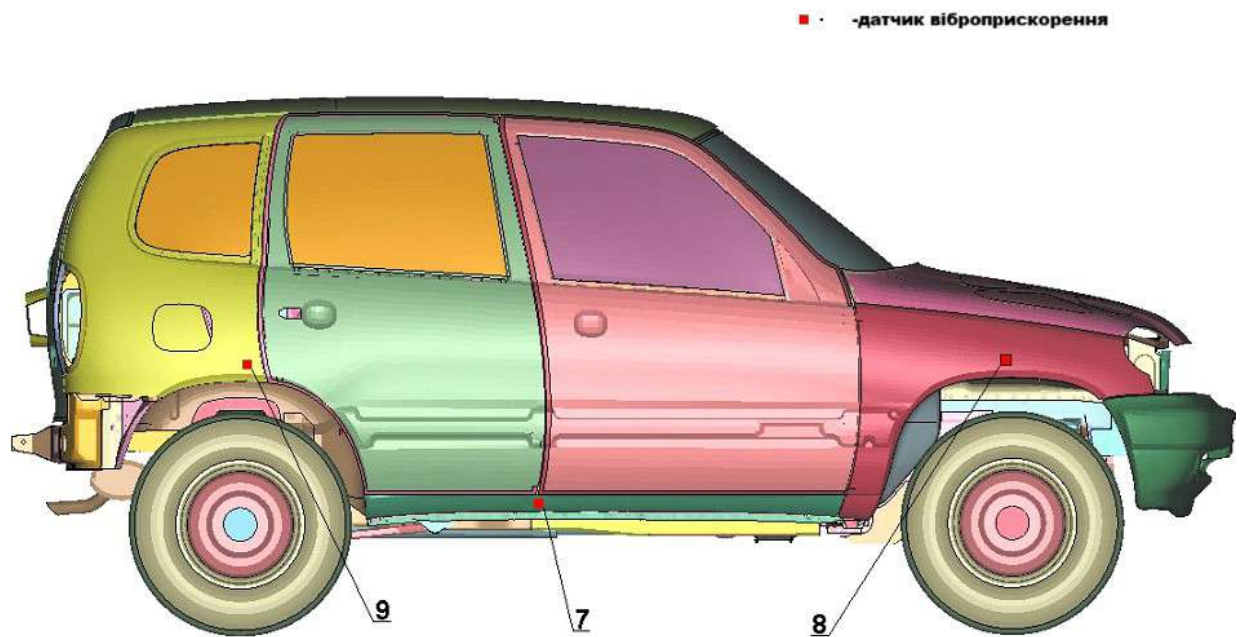


Рисунок 3.25 – Місця розташування датчиків віброприскорень

У результаті експерименту показання датчика в точці 3 не були точними та не враховувалися.

Після збору даних датчиків їх обробляли, щоб створити криві швидкостей і переміщень.

Таблиця 3.11 представляє порівняння результатів експерименту з даними, отриманими в результаті розрахунку, у вигляді графіків швидкостей і переміщень.

Таблиця 3.11 - Порівняння результатів експерименту з даними, отриманими в результаті розрахунку

№ точки	Порівняння результатів експерименту з даними, отриманими в результаті розрахунку швидкості	Порівняння результатів експерименту з даними, отриманими в результаті розрахунку для переміщення
1		
2		

Як видно з наведених графіків, кінцево-елементна модель автомобіля має меншу демпфацію порівняно з реальною конструкцією. Значення швидкостей точок 1, 2, 5 у зоні контакту конструкції з бар'єром були вищими, ніж у експерименті. Графік швидкостей у точці 10 також демонструє це, оскільки уповільнення бар'єру в експерименті більше, ніж результат розрахунку.

У верхній частині стійки порівняння значень швидкостей і переміщень точки 4 показує, що звичайно-елементна модель автомобіля потребує валідації. З іншого

боку, оскільки характер кривих дуже схожий, можна з упевненістю стверджувати, що ця модель демонструє конструкцію пасивної безпеки.

Найстарішим методом випробувань пасивної безпеки є випробування автомобіля на фронтальний удар. За багато років конструктори та випробувачі зрозуміли, наскільки важливо враховувати вимоги до захисту автомобіля від фронтальних ударів під час проектування нового автомобіля. Таким чином, після отримання технічного завдання на новий автомобіль геометричні параметри передніх лонжеронів повинні бути визначені негайно. За результатами натурних випробувань очевидно, що наступна зміна конструкції лонжеронів пов'язана з надзвичайно значними переробками конструкції всього автомобіля. Застосування розрахункових методів для визначення параметрів енергопоглинаючих елементів починаючи з ранніх етапів проектування автомобіля вирішить проблему.

Основні результати дослідження

Отримано модель деформованого бар'єру, яка відповідає вимогам Правил №94 ЄЕК ООН та програми EuroNCAP для випробувань.

Модель повномасштабного розрахунку фронтального удару з перекриттям має значні розміри через велику розмірність бар'єрної моделі. У нашому прикладі це приблизно 150 000 елементів. Для розрахунків за такою моделлю використання наявної обчислювальної техніки призводить до дуже великих тимчасових витрат.

Розрахунок удару з перекриттям показав, що результати випробувань добре збігаються з результатами розрахунку.

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

ВИСНОВОК

У результаті виконання цієї роботи було досягнуто мети, а саме розроблено математичну модель силової схеми автомобіля, яка використовує жорсткість, міцність кузова та високу швидкість фронтальних і бічних ударів.

Створення математичних моделей за допомогою комп'ютерного моделювання було використано для вирішення мети.

Зроблено та випробувано математичну модель на основі нових моделей автомобілів. При проектуванні нових моделей автомобілів можна значно скоротити час і витрати, вирішивши проблеми математичного моделювання пружних крайових завдань, пружнопластичних деформацій при стисканні шорстких поверхонь деталей і в'язкопружних деформацій при поєднанні поверхонь деталей технологічного обладнання.

У цьому роботі було вирішено такі:

1. Розглянуто правила прогріву EuroNCAP та європейські закони;
2. Для визначення основних вимог напружено-деформованого стану кузова автомобіля було проведено аналіз випробувань автомобілів провідних автовиробників;
3. Розроблено підхід до розробки стандартних схем енергопоглинаючих елементів;
4. Розроблено та випробувано математичну модель деформованого бар'єру для проведення розрахункових випробувань автомобіля;
5. Підтверджено, що рами транспортних засобів, пошкоджених наскрізними поперечними тріщинами, можна відновити за допомогою комплексного аналізу типової рамної конструкції.
6. Розроблено моделі для кінцево-елементного аналізу програмного середовища, щоб оптимізувати параметри підсилювальних елементів. Трапецевидні накладки доцільно використовувати для рам із лонжеронами швелерного типу. Вони повинні бути дубльовані, що означає, що обидві накладки

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

мають однакову форму, але різні розміри (залежно від параметрів зон термічного впливу).

					<i>КРММТВА 2524347. 000 ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Туревський І.С. Теорія автомобіля: навч. пос. К.: Вища. шк., 2005. – 240 с.
2. А.Н. Познизовкін, Ю.М. Власко, М.Б. Ляліков. Короткий автомобільний довідник. К: АО "ТРАНСКОСАЛТИНГ". 1994. 779 с.
3. Гельфгат Д. Б. Рами вантажних автомобілів. – К.: Вища школа, 1959. – 234 с.
4. КрАЗ. Люди. Завод. Автомобілі. 2006. Режимдоступу: http://www.dymz.ru/817-napryazheniya_v_lonzheronach.html.
5. Прокат із сталі нормальної, підвищеної та високої міцності ДСТУ 52927. 2008. 231 с.
6. Волченко В. Н., Макаров Е. Л., Шип В. В. Зварювання та зварювальні матеріали. Кривий Ріг.: Металургія, 1991. Т. 1. 526 с.
7. Довідник технолога авторемонтного виробництва / [під ред.Г.А. Малишева. К.: Транспорт, 1977. 432с.
8. Біргер І. А. Опір матеріалів: Навч. пос. К. : Наука, 1986. 560 с.
9. Біргер І. А. Міцність, стійкість, коливання. : К.: Машинобудування, 1968. Т.1. 832 с.
10. Власов В. З. Тонкостінні пружні стержні. К.: Фізмат, 1959. 200 с.
11. Горбунов Б.Н.Теорія рам з тонкостінних стержнів К. : Держвидав, 1948. 250 с.
12. Проскуряков В. Б. Ще один метод розрахунку автомобільних рам на кручення. Автомобільна промисловість. 1966. №5. С.25 – 28.
13. Garret T. K. Automobile dynamic loads. Automobile engineer. 1953. V.43, №563. – P.60 – 64.
14. Бичков Д. В. Будівельна механіка тонкостінних конструкцій. К. : Будвидав, 1962. 230 с.
15. Апанович Ю.Н. Автоматизований розрахунок і доводка конструкцій автомобільних рам. Динаміка і міцність. 1988. С. 28.

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

16. Beermann H. J. Static analysis of commercial vehicle frames: a hybrid finite element and analytical – method. International Journal of Vehicle Design. 1984. V.5, №1-2. P.26 – 52.

17. Beermann H. J. Torsion von Nutzfahrzeugrahmen mit offenen und geschlossenen Querschnittsprofilen. Automobiltechnische Zeitschrift. 1982. V.82. №9. P.459 – 464.

18. Beermann H. J. Wolbbehinderung in Knoten von Fahrzeugrahmen. Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge. 1977. S.1 – 6.

19. Oelschläger H. Nachgiebige Knoten bei der Torsionsberechnung von Nutzfahrzeugrahmen aus offenen Profilen. Automobiltechnische Zeitschrift. 1986. V.86, №3. P.105 – 108.

20. Oelschläger H. Berücksichtigung von Querträger – Aussparungen bei der Berechnung von Nutzfahrzeugrahmen. Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge. 1980. V.4, №6 P.74 – 84.

21. Голованов А. І. Розрахунок автомобільних рам з врахуванням жорсткості вузлів. Дослідження з теорії пластин та оболонок. Київ: Вид-во Київ. ун-та. 1989. Вип. 21. С. 67 – 72.

22. Барун В. Н., Павленко П. Д. Зниження металоемкості несучої системи автомобіля – самоскида КАМАЗ. Автомобільна промисловість. 1983. №9. С.12 – 14.

23. Білокуров В. Н. Вибір схеми установки вантажної платформи на рамі самоскида. Динаміка і міцність автомобіля. К. : Типографія, 1986. С. 28.

24. Білокуров В. Н. Шляхи зниження металоемкості рам вантажних автомобілів. Автомобільна промисловість. 1982. №10. С.15 – 18.

25. Білокуров В. Н., Самойлов Г. А., Рубаненко А. В. Обробка та експрес-аналіз результатів випробувань автомобілів з використанням ЕОМ. Автомобільна промисловість. 1983. №3. С.15 – 16.

26. Захаров А. А. Будівельна механіка і розрахунок будівель. Автомобільна промисловість. 1982. №5. С.26 – 29.

27. Захаров А. А. Розрахунок системи рама-платформа автомобілів –

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

самоскидів на згин. Автомобільна промисловість. 1977. №2. – С.18 – 33.

28. Захаров А. А. Використання метода моделювання зв'язків при розрахунку автомобільних рам. Автомобільна промисловість. 1979. №11. С.8 – 12.

29. Білокуров В. Н. Регулювання жорсткості рам автомобіля. Автомобільна промисловість. 1972. №4. С. 19 – 22.

30. Cooke C. J. Vehicle structural analysis. Paper in the Seminar at the Inst. Mech. Engr.: Works for Rolls Roys. – 1968. – May 9

31. Courant R. Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations. Bulletin of the American Mathematical Society. 1983. V.49, №5. P.1 23.

32. Argyris J. H. Energy and structural analysis: Part I. General theory. Aircraft engineering. 1984. V. 26, October. P.347 – 356;

33. Argyris J. H. Energy theorems and structural analysis: Part II. Application to thermal stress analysis and to upper and lower limits of Saint-Venant torsion constant. Aircraft Engineering. 1984. V. 26. December. – P.410 – 422.

34. Зінкевич О. Метод кінцевих елементів в техніці. К. : Мир, 1975. 541 с.

35. Галлагер Р. Метод кінцевих елементів: Основи. К. : Мир, 1984. 428 с.

36. Сегерлінд Л. Використання метода кінцевих елементів К.: Мир, 1979. 392 с.

37. Бате К. Числові методи аналізу і методу кінцевих елементів К. :Вища школа, 1982. 448 с.

38. Норд Д. Вступ в метод кінцевих елементів. К. : Вища школа, 1987. – 304 с

39. Васидзу К. Варіаційні принципи в теорії пружності і пластичності К. : Мир, 1987. 560 с.

40. Лавров Е. Н. Використання пакетів MSC.Nastran, MSC. Patran під час проектування та оцінки несучої здатності конструкції перспективного багатоцільового автомобіля. Матеріали конференції MSC. 2005. С. 15 – 21.

41. Кравчук А. С., Смалюк А. Ф. ANSYS для інженерів: Нав. пос. К.: Машбуд, 2004. 512 с.

42. Дащенко А. Ф. Аналіз напружено-деформованого стану рами

					КРММТВА 2524347. 000 ПЗ	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

автомобіля в програмі ANSYS. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університета. 2005. № 29. С.20 – 30.

43. Patil, S., Tay, YY, Baratzadeh, F., & Lankarani, H. (2017). Modeling of friction-stir butt-welds and its application in automotive bumper impact performance part 2. impact modeling and bumper crash performance. Journal of Mechanical Science and Technology, 31(7), 3225-3232. 10.1007/s12206-017-0612-4

					<i>КРММТВА 2524347. 000 ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

ДОДАТКИ

					<i>КРММТВА 2524347. 000 ПЗ</i>	Арк.
змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74