

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

Пояснювальна записка

до дипломної роботи

магістра

Освітньо-кваліфікаційний рівень

Напрямок підготовки (спеціальність) 132 «Матеріалознавство
Освітньо-професійна програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів»

на тему: **«Дослідження властивостей шумоізоляційного та шумопоглинаючого покриттів автомобіля»**

Шифр **МРТАМ 24. 23596. 000 ПЗ**

Виконав: студент 2-го курсу, група МТВАм 23-1


Підпис

О.А. Бородій
Ініціали, прізвище

Керівник к.т.н., доц. каф. ТАМ.


Підпис

О.П. Бабак
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

Зав. кафедри ТАМ д.т.н., проф.


Підпис
О.В. Диха
Ініціали, прізвище

10 12 2024 р.

Хмельницький, 2024

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 ТАМ

проф., д.т.н. Диха О.В.

7 жовтня 2024 року

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Бородію Олександр Андрійовичу

Прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема проекту (роботи) «Дослідження властивостей шумоізоляційного та шумопоглинаючого покриттів автомобіля».

Рівень проекту (роботи) Бабак Олег Петрович, к.т.н., доцент

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

Затверджено наказом університету від 28 серпня 2024 р. № 60 (Д28)

Строк подання студентом проекту на кафедру 2 грудня 2024 року

Вихідні дані до проекту (роботи) Матеріали практики; робочі креслення досліджуваних деталей; нормативно – технологічна документація по розбиранню, ефектації, 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)

Розділ 1 Основні поняття акустики; Розділ 2: Акустика транспортних засобів; Розділ 3 Методи математичного моделювання акустичних процесів; Розділ 4 Моделювання конструкції шумоізоляційного покриття; Розділ 5 Техніко-економічне обґрунтування методики

Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

Графічна частина роботи представлена у вигляді презентації на слайдах

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання_ ----

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітки
1	<i>Літературний огляд</i>	30.09.2024	
2	<i>Технологічний розділ</i>	25.10. 2024	
3	<i>Дослідницький розділ</i>	15.11. 2024	
4	<i>Оформлення розрахунково-пояснювальної записки</i>	22.11. 2024	
5	<i>Оформлення презентації магістерської роботи</i>	1.12. 2024	
6	<i>Нормоконтроль магістерської роботи</i>	5.12. 2024	
7	<i>Підписання розділів. Затвердження дати захисту</i>	5.12. 2024	

Студент

Керівник проекту (роботи)


Підпис


Підпис

О.А. Бородій
Ініціали, прізвище

О.П. Бабак
Ініціали, прізвище

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра Бородія Олександра Андрійовича на тему: «Дослідження властивостей шумоізоляційного та шумопоглинаючого покриттів автомобіля».

Кваліфікаційна робота магістра викладена на 79 сторінках машинописного тексту, і включає ступ, п'ять розділів основного матеріалу та висновок - бібліографічний список з 12 найменувань та додатку.

В умовах жорсткої конкуренції та динамічно розвивається шумовий комфорт став одним з найважливіших конкурентних переваг, що вивело питання знешумлення в салоні в область підвищеного інтересу як виробників автомобілів, так і у постачальників комплектуючих. На даний момент у вирішенні проблеми зниження рівня зашумленості салонів автомобілів та промислової техніки задіяно безліч вчених та інженерів по всьому світу, які застосовують різні методики, що спираються як на аналітичні розрахунки, так і на багаторазові натурні випробування. Основним способом підвищення акустичного комфорту в даний час є підвищення рівня абсорбції звукових хвиль, що випромінюються, наприклад, за допомогою застосування шумоізоляційних покриттів. Аналіз поточних методик проектування таких покриттів виявив їхню архаїчність та економічну невідповідність, що призвело до розуміння необхідності привнесення до галузі методик комп'ютерного інжинірингу, заснованих на фундаментальних математичних методах.

Зважаючи на актуальність проблеми проектування шумоізоляційних покриттів у цій роботі розглядається питання чисельної оцінки їх акустичних властивостей для оптимізації процесу їх проектування. Супутніми цілями був аналіз вивчення феноменології звуку як явища, розгляд основних питань інженерної акустики, вивчення методик аналітичного та чисельного аналізу звукових параметрів. На основі вивчених даних пропонується методика моделювання шумопоглинаючих конструкцій на прикладі автомобільних багат шарових покриттів підлог, які відіграють найважливішу роль у підвищенні акустичного комфорту пасажирів салону.

У першому розділі цієї роботи наводиться опис проблематики зашумлення в техніку, а також вплив зашумлення на організм людини, розглядаються його основні якісні та кількісні характеристики.

Другий розділ цієї роботи присвячена аналізу джерел шуму в транспортних засобах.

У третьому розділі наводиться аналіз аналітичних та чисельних методів моделювання звукових процесів.

У четвертому розділі проводиться аналіз акустичних явищ за допомогою чисельних методів, а також проводиться моделювання шумоізоляційного покриття на повномасштабній моделі автомобіля.

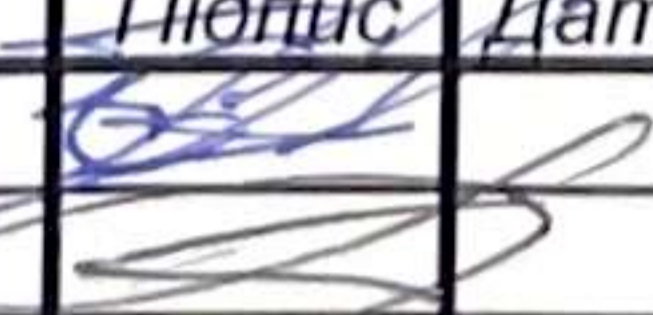
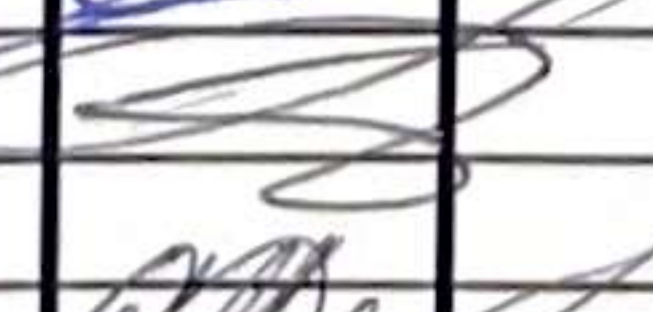


У п'ятому розділі проводиться аналіз економічних факторів проведення чисельного моделювання покриття для підлоги в порівнянні з традиційними методами інжинірингу.

Ключові слова: ДЖЕРЕЛА ШУМУ, ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПОКРИТТЯ, АКУСТИЧНИЙ КОМФОРТ, ШУМОІЗОЛЯЦІЙНИЙ ТА ШУМОПОГЛИНАЮЧИЙ, ЗНЕСШУМЛЕННЯ.

ЗМІСТ

	Ст
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 Основні поняття акустики.....	8
1.1 Поняття звуку.....	8
1.1.1 Акустичне поле.....	8
1.1.2 Математичне описання акустичних процесів.....	10
1.1.3 Одиниці виміру звуку.....	14
1.1.4 Частотний аналіз звукового поля.....	14
1.1.5 Інтерференція звукових полів від різних джерел.....	18
1.2 Звукопоглинання.....	19
1.2.1 Визначення звукопоглинання.....	19
1.2.2 Методики вимірювання коефіцієнта звукопоглинання.....	21
1.2.3 Класифікація звукопоглинаючих структур.....	24
1.2.4 Фізичні характеристики властивостей пористих звукопоглинаючих матеріалів.....	27
РОЗДІЛ 2: Акустика транспортних засобів.....	30
2.1 Джерела шуму в салоні автомобіля.....	30
2.2 Шляхи передачі шуму в автомобілі.....	34
2.2.1 Передача повітряними каналами.....	34
2.2.2 Передача за структурними елементами.....	35
2.3 Шумоізоляція в ТЗ.....	35
2.3.1 Елементи шумоізоляційних систем.....	35
2.3.2 Проектування шумоізоляційних покриттів.....	37
Розділ 3 Методи математичного моделювання акустичних процесів....	38
3.1 Аналітичний підхід до моделювання акустичних властивостей матеріалів.....	38

МРТАМ 24.23596.000 ПЗ

Змн	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат		Літ.	Арк.	Акрушів
		Бородій			Дослідження властивостей шумоізоляційного та шумопоглинаючого покриттів автомобіля			
		Бабак					4	79
		Маковкін				ХНУ група МТВАм 23-1		
		Дижаст						

ВСТУП

Традиційними областями інтересу під час проектування техніки були області, пов'язані з прямим функціональним призначенням механізмів: надійність, ефективність роботи, висока продуктивність. Характеристики "побічних" показників - таких, як ергономіка, комфорт та безпека експлуатації були відведені на другий план. Різке зростання занепокоєння комфортом при експлуатації та здоров'ям людини намітило значну зміну у підході до розміщення пріоритетів при проектуванні.

Одним з основних впливів, що турбують людину при експлуатації автомобіля, є шумове забруднення. Шумове забруднення - це перевищення природного рівня шумового фону або ненормальна зміна звукових характеристик: періодичності, сили та частоти звуку. Було показано, що шум викликає не тільки дискомфорт пасажирів, але також згубний вплив на організм, що виражається в системному нездужанню, призводить до підвищеної стомлюваності, зниження продуктивності праці, фізичних і нервових захворювань.

В умовах жорсткої конкуренції та динамічно розвивається шумовий комфорт став одним з найважливіших конкурентних переваг, що вивело питання знешумлення в салоні в область підвищеного інтересу як виробників автомобілів, так і у постачальників комплектуючих. На даний момент у вирішенні проблеми зниження рівня зашумленості салонів автомобілів та промислової техніки задіяно безліч вчених та інженерів по всьому світу, які застосовують різні методики, що спираються як на аналітичні розрахунки, так і на багаторазові натурні випробування. Основним способом підвищення акустичного комфорту в даний час є підвищення рівня абсорбції звукових хвиль, що випромінюються, наприклад, за допомогою застосування шумоізоляційних покриттів. Аналіз поточних методик проектування таких покриттів виявив їхню архаїчність та економічну невігідність, що призвело до розуміння необхідності

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

привнесення до галузі методик комп'ютерного інжинірингу, заснованих на фундаментальних математичних методах.

Зважаючи на актуальність проблеми проектування шумоізоляційних покриттів у цій роботі розглядається питання чисельної оцінки їх акустичних властивостей для оптимізації процесу їх проектування. Супутніми цілями був аналіз вивчення феноменології звуку як явища, розгляд основних питань інженерної акустики, вивчення методик аналітичного та чисельного аналізу звукових параметрів. На основі вивчених даних пропонується методика моделювання шумопоглинаючих конструкцій на прикладі автомобільних багат шарових покриттів підлог, які відіграють найважливішу роль у підвищенні акустичного комфорту пасажирів салону.

У першому розділі цієї роботи наводиться опис проблематики зашумлення в техніку, а також вплив зашумлення на організм людини, розглядаються його основні якісні та кількісні характеристики.

Другий розділ цієї роботи присвячена аналізу джерел шуму в транспортних засобах.

У третьому розділі наводиться аналіз аналітичних та чисельних методів моделювання звукових процесів.

У четвертому розділі проводиться аналіз акустичних явищ за допомогою чисельних методів, а також проводиться моделювання шумоізоляційного покриття на повномасштабній моделі автомобіля.

У п'ятому розділі проводиться аналіз економічних факторів проведення чисельного моделювання покриття для підлоги в порівнянні з традиційними методами інжинірингу.

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						7
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 1 Основні поняття акустики

1.1 Поняття звуку

У будь-якій акустичній системі виділяють три основні складові: джерело звуку, шлях передачі та детектор. У техніці, як правило, особлива увага приділяється шляхам передачі звуку, оскільки джерела найчастіше не можуть бути змінені або їх зміна тісно пов'язана зі значними витратами.

Звук - це вібрації, що поширюються в повітряному або іншому пружному середовищі, що породжуються різними джерелами - механізмами, музичними пристроями, вітром, голосовим апаратом і т.д. У загальному сенсі поширення звуку – це просування коливань тиску та щільності пружного середовища. Як правило, звукові коливання поширюються рівномірно від джерела на всі боки, винятком можуть вважатися динаміки, що породжують переважно спрямований звук.

1.1.1 Акустичне поле

Поверхня тіла, що робить коливання, є випромінювачем звукової енергії, що створює акустичне поле. Під поняттям акустичного поля позначають область пружного середовища, що є засобом передачі акустичних хвиль.

Характеристики акустичного поля

Звукове поле характеризується такими величинами:

- звуковий тиск;
- інтенсивність звуку;
- потужність звуку;
- акустичний опір;
- коливальна швидкість частки.

									Арк.
									8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МРТАМ 24.23596.000 ПЗ				

звукового поля як тиск і швидкість частинок в акустичному полі.

Акустичний потенціал визначається як негативний градієнт швидкості частинок:

$$u = -\nabla\phi \quad (1)$$

На додаток до цього, диференціювання акустичного потенціалу за часом є акустичним тиском:

$$p = \rho \partial\phi/\partial t \quad (2)$$

З цього рівняння може бути отримано рівняння Ейлера для руху одиничного об'єму рідини під дією тиску градієнта:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = -\nabla p \quad (3)$$

Акустичний потенціал задовольняє лінеаризоване рівняння хвилі:

$$\nabla^2\phi = (1/c^2) \partial^2\phi/\partial t^2 \quad (4)$$

Даний вираз є загальним рівнянням об'ємної звукової хвилі.

Звукові хвилі можна розділити на наступні категорії:

- плоска хвиля (породжується коливаннями пластин)
- циліндрична хвиля (породжується ваганням радіальноколивальної бічної поверхні циліндра)
- сферична хвиля (породжується точковим джерелом)

Хвилі в аналізованих у процесах даної роботи є плоскими, оскільки переважно породжуються коливанням пластинчастих елементів кузова та салону. Розглянемо рівняння плоскої хвилі.

Рівняння(4) у разі плоскої хвилі спрощується до:

$$\partial^2\phi/\partial x^2 = (1/c^2) \partial^2\phi/\partial t^2 \quad (5)$$

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рішенням рівняння є:

$$\varphi = f(ct \pm x) \quad (6)$$

Підстановка рівняння, що визначає акустичний потенціал показує:

$$u = \mp f'(ct \pm x)$$

$$p = \rho c f'(ct \pm x) \quad (7)$$

Поділивши нижнє на верхнє отримаємо:

$$p/u = \pm \rho c \quad (8)$$

Права частина рівняння називається характерним імпедансом плоскої хвилі, знак якого вибирається в залежності від напрямку руху хвилі.

Розклавши рішення рівняння (6) в ряд Фур'є, де k - константа і β - довільна константа, що показує фазу отримаємо:

$$\varphi = A \cos(k(ct \pm x) + \beta) \quad (9)$$

Вибравши фазу відповідним чином рівняння перетворюється на:

$$\varphi = A \cos kx = A \cos(2\pi x/\lambda) \quad (10)$$

де λ - довжина хвилі, k - номер хвилі, який пов'язаний із довжиною хвилі наступним чином:

$$2\pi/\lambda = k \quad (11)$$

шкали вимірювання звукового тиску потрібно 10^{13} поділок тільки для того, щоб покрити цей діапазон, що дуже незручно. З урахуванням психофізичного сприйняття звуку людиною для характеристики значень звукового тиску та інтенсивності було введено логарифмічна шкала.

Логарифмічна шкала дозволяє порівняти джерела звуку найбільш зручним способом. Оптимальною основою було обрано число 10, зробивши одиницею виміру децибел. Таким чином, рівень звукового тиску p називається на L_p децибел вище або менше відносної величини p_{ref} згідно з наступним рівнянням:

$$L_p = 10 \log_{10} \frac{\langle p^2 \rangle}{p_{ref}^2} = 10 \log_{10} \langle p^2 \rangle - 10 \log_{10} \langle p_{ref}^2 \rangle \quad (18)$$

Для найбільш точного опису звукового тиску відносною величиною було обрано мінімально помітний людським вухом тиск – 20 мкПа. Підставивши це значення у формулу отримаємо:

$$L_p = 10 \log_{10} \langle p^2 \rangle + 94 \quad (19)$$

На рис.1.4 наочно зображено чутний звуковий спектр, і його сприйняття людиною.

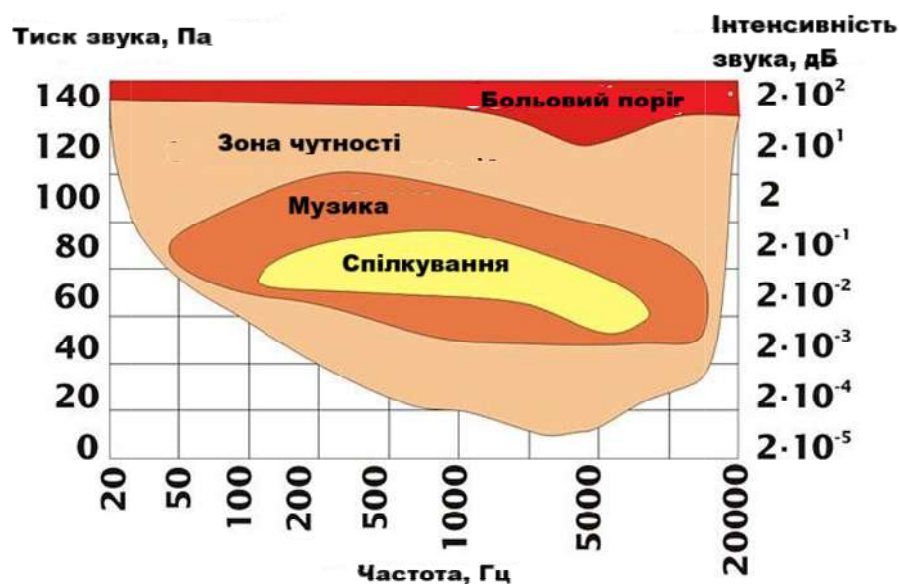


Рисунок 1.4 Сприйняття звуку людиною

										Арк.
										15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МРТАМ 24.23596.000 ПЗ					

18	63	63	57	71
19		80	71	88
20		100	88	113
21	125	125	113	141
22		160	141	176
23		200	176	225
24	250	250	225	283
25		315	283	353
26		400	353	440
27	500	500	440	565
28		630	565	707
29		800	707	880
30	1000	1000	880	1130
31		1250	1130	1414
32		1600	1414	1760
33	2000	2000	1760	2250
34		2500	2250	2825
35		3150	2825	3530
36	4000	4000	3530	4400
37		5000	4400	5650
38		6300	5650	7070
39	8000	8000	7070	8800
40		10000	8800	11300
41		12500	11300	14140
42	16000	16000	14140	17600
43		20000	17600	22500

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.5 Інтерференція звукових полів від різних джерел

Інтерференція звукових полів когерентних джерел

Когерентними є звукові сигнали з постійною різницею фаз. Даний тип джерел трапляється вкрай рідко і здебільшого має електромагнітну природу.

При складанні когерентних джерел має бути врахована фаза хвилі:

$$p = p_1 + p_2, p_{i0} = \cos(\omega t + \beta_i), i = 1, 2 \quad (22)$$

тоді

$$p^2 = p_{10}^2 \cos^2(\omega t + \beta_1) + p_{20}^2 \cos^2(\omega t + \beta_2) + 2p_{10}p_{20} \cos(\omega t + \beta_1) \cos(\omega t + \beta_2) \quad (23)$$

де індекс 0 означає амплітуду.

Шляхом перетворень отримаємо:

$$\langle p^2 \rangle = \langle p_1^2 \rangle + \langle p_2^2 \rangle + 2\langle p_1 p_2 \rangle \cos(\beta_1 - \beta_2) \quad (24)$$

Таким чином, у разі збігу фаз звукові тиски складаються лінійно. Нехай складаються поля двох таких джерел, що утворюють тиск у 2 Па (100 Дб). При додаванні вийде тиск рівний 4 Па (106 Дб).

Інтерференція звукових полів некогерентних джерел

Складання полів некогерентних джерел веде себе в інший спосіб.

У разі тиску складаються так:

$$\langle p_t^2 \rangle = \langle p_1^2 \rangle + \langle p_2^2 \rangle \quad (25)$$

Що може бути представлено в логарифмічних одиницях як

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L_{pt} = 10 \log_{10} \left(10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} \dots \dots \dots + 10^{L_N/10} \right) \quad (26)$$

При розгляді аналогічних минулому пункту некогерентних джерел, в результаті додавання було б отримано звукову волю з тиском, рівним 103 Дб.

1.2 Звукопоглинання

Існує кілька механізмів запобігання або зниження зашумлення. Визначальним чинником під час проектування шумоізолюючих конструкцій є частота звуку. На низьких частотах коливальна звукова хвиля довга, унаслідок чого вона не вступає у взаємодію зі структурою матеріалів. Діючим способом в даному випадку є зниження випромінюваної звукової енергії шляхом модифікації конструкції випромінювача або шляхом застосування віброізоляції. На низьких частотах виброізоляція виступає у ролі масового демпфера, який знижує коливання елементів акустичної системи, що призводить до зниження сили звуку. На високих частотах масове демпфірування не є ефективним, оскільки мала довжина хвилі дозволяє задіяти процес зниження рівня звуку за допомогою внутрішньої структури матеріалу (звукопоглинання).

1.2.1 Визначення звукопоглинання

Вивчення процесів звукопоглинання є центральним питанням акустики вже понад 100 років. За цей час було зроблено значних зусиль для вивчення процесів поглинання звукових хвиль різними видами поверхонь. На основі великої кількості стандартних вимірювань була складена зведена таблиця коефіцієнтів поглинання, що було проведено достатні дослідження для розуміння того, як мають бути спроектовані та застосовані шумопоглинаючі конструкції.

Поглинання звуку є процесом, у якому матеріал, структура чи об'єкт

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поглинає звукову енергію зустрічних звукових хвиль, а чи не відбиває її. У процесі поглинання звуку задіяні як в'язкі, і теплові механізми. Основним механізмом поглинання звуку є тертя молекул повітря на молекули матеріалу. Частина поглиненої енергії перетворюється на тепло, а частина передається далі через поглинаюче тіло.

Коли звук із гучномовця стикається зі стінами кімнати, частина енергії звуку відбивається, частина передається по матеріалу стіни, а частина поглинається стінами. Процес передачі акустичної енергії по стіні має таку саму природу як передача повітрям. Частина енергії звуку перетворюється на тепло внаслідок механічних втрат при деформації матеріалу яким йде звукова хвиля. Основним чинником у цьому виступає в'язкість матеріалу. Подібні механізми характерні для будь-якого звукопровідного середовища. Частка поглиненого звуку визначається акустичними імпедансами обох середовищ і залежить від частоти звуку та кута падіння.

У загальному випадку, м'які, податливі або пористі матеріали (наприклад, тканини) є хорошими акустичними ізоляторами, що поглинають більшість звуків, тоді як щільні, тверді, непроникні матеріали (такі як метали) відображають більшу частину звуку.

Коефіцієнт звукопоглинання визначається так:

$$\alpha = 1 - \frac{E_r}{E_i} \quad (27)$$

де E_r – енергія відбитого звуку, E_i – енергія звуку, що надходить.

Значення $\alpha < 0.1$ характерні для вкрай твердих поверхонь (сталь, бетон), вони характеризуються високим рівнем відбиття та низьким рівнем поглинання акустичної енергії. Матеріали, що застосовуються для звукопоглинання, зазвичай мають коефіцієнт звукопоглинання більше 0.9, вони розсіюють більшу частину акустичної енергії.

Частота звукового впливу істотно впливає на звукопоглинання

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

середовищем. Деякі середовища можуть мати коефіцієнт поглинання близько 0.99 на високих частотах і 0.18 на низьких. Така суттєва різниця стала причиною застосування багатошарових конструкцій у звукопоглинаючих елементах.

1.2.2 Методики вимірювання коефіцієнта звукопоглинання

Існує безліч методів експериментального вимірювання коефіцієнта звукопоглинання, найпоширеніші – метод імпедансної труби та ревербераційної кімнати.

Імпедансна труба

Випробувальний стенд згідно з американським/європейським стандартом ASTM E1050/ISO 10534-2 для імпедансної труби наведено на рис.1.5. Метод полягає у вимірі функції передачі $h(f)$ між двома мікрофонами, розділеними відстанню S і відстанню L до випробуваного зразка. Обчислення проводяться в такий спосіб:

$$h = \frac{p_1}{p_2} \quad (28)$$

$$r = \frac{h - e^{-jks}}{e^{jks} + h} \quad (29)$$

$$\alpha = 1 - |r|^2 \quad (30)$$

де p_1, p_2 – комплексна амплітуда тиску, виміряна у точках 1 та 2 (див рис.1.5), k – номер хвилі, s – відстань між точками 1 та 2.

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

1.2.3 Класифікація звукопоглинаючих структур

Абсорбуючі звук об'єкти можна класифікувати за структурою на два підкласи: непористі та пористі.

Непористі поглиначі

Існує два типи непористих поглиначів, які широко поширені у сучасній промисловості та техніці. Панельні (мембранні) резонатори та т.зв. резонатори Гельмгольца. Панельні поглиначі є легкими, тонкими і непористими листами або мембранами, які спроектовані з метою поглинання звукових хвиль у певному діапазоні частот. Опір панелі швидким деформаціям, у разі, постає як механізм звукопоглощення. Панельні поглиначі характеризуються геометрією та структурними коливальними властивостями. Резонатори Гельмгольца, або порожнинні поглиначі, є перфорованими структурами. Одним із прикладів таких структур є звукоізоляція, яка застосовується в корпусі авіаційного двигуна для придушення шуму, що виникає на етапах стиснення та горіння. Подібні конструкції також застосовуються в системах вентиляції та кондиціонування повітря. Розмір отвору, довжина шийки та об'єм порожнини визначають резонансну частоту резонатора та, отже, ефективність поглинання на конкретній частоті.

Пористі звукопоглинаючі матеріали

У загальному розумінні пористий матеріал – матеріал у перерізі якого відбувається зміна твердого та газоподібного середовища. Типові пористі поглиначі - килими, акустичні плитки, акустичні піни, штори, подушки, бавовна та мінеральна вата (наприклад, скловолокно). Це матеріали, в яких просування звуку відбувається через мережу взаємопов'язаних пір таким чином, що в'язкі та теплові ефекти призводять до розсіювання акустичної енергії.

Енергія звуку розсіюється, коли звук поширюється у невеликих просторах, таких як взаємопов'язані пори пористого поглинача. Це пов'язано

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

насамперед із ефектами в'язкого прикордонного шару. Повітря є в'язкою рідиною, і, отже, звукова енергія розсіюється за допомогою тертя зі стінками пір. Спостерігається також втрата імпульсу через зміни у напрямку хвилі, оскільки звук переміщається через нерегулярні пори. Прикордонний шар у повітрі на чутних частотах має розміри порядку кількох міліметрів, і, отже, в'язкі втрати відбуваються у невеликому повітряному шарі, що прилягає до стінок пір. Нарівні із в'язкими втратами мають місце втрати через теплопровідність від повітря до матеріалу поглинача; ці втрати важливі на низьких частотах.

Для того, щоб поглинання звуку було ефективним, у матеріалі повинні бути взаємопов'язані повітряні шляхи, тому кращі матеріали з «відкритими» порами. Відмінність у будові матеріалів з відкритою та закритою пористою системою показано схематично на рис.1.7. Втрати внаслідок вібрацій матеріалу зазвичай менш важливі, ніж поглинання, як звук проходить через пори.

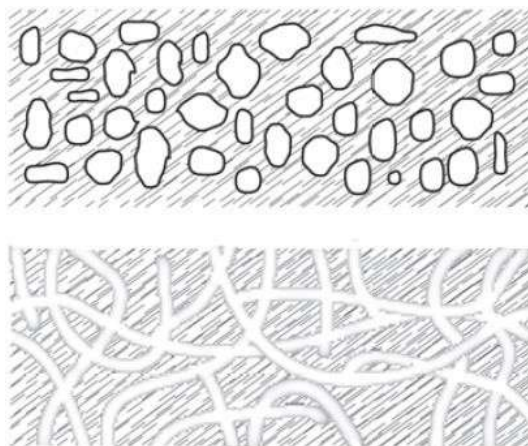


Рисунок 1.7 - Типи пористих матеріалів.

Зверху – закриті пори, нижче – відкриті пори.

Для якісного поглинання звуку конструкції з пористих матеріалів повинні мати значну товщину по відношенню до довжини.

Звуковий хвилі. На рис. 1.8 наведено порівняння коефіцієнтів звукопоглинання для того самого матеріалу при різних його товщинах.

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

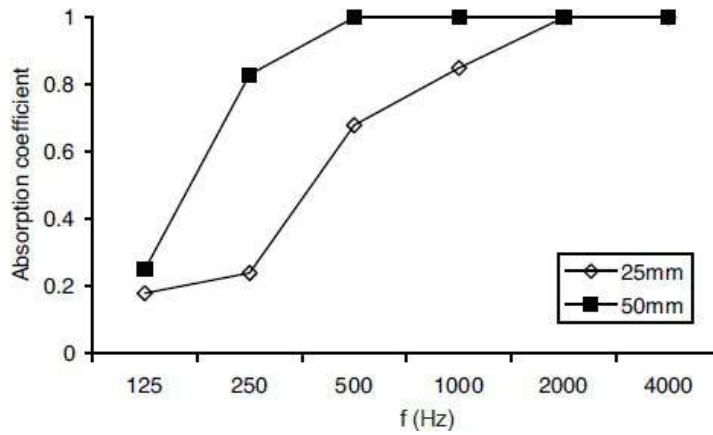


Рисунок 1.8 - Коефіцієнт шумопоглинання пористих матеріалів залежно від товщини

Очевидно, що підвищення товщини робить пористий матеріал значно ефективнішим на низьких частотах. Вважається, що пористий матеріал повинен бути принаймні завтовшки 10% [2] від довжини звукової хвилі для надання прийнятної абсорбції і складати 25% для повного поглинання звуку.

На рис.1.10 наведено порівняння типових коефіцієнтів звукопоглинання для описаних типів шумопоглиначів.

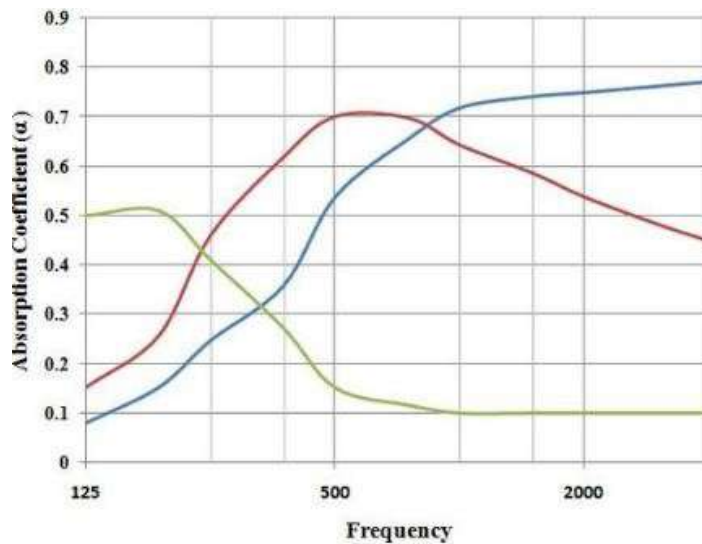


Рисунок 1.9 - Типові коефіцієнти шумопоглинання різних типів звукопоглощаючих конструкцій.

Червона лінія – резонатори Гельмгольца, синя – пористі поглиначі,

зеленим – панельні шумопоглиначі.

Очевидно, що для зниження шуму в салоні ТЗ найбільше підходять пористі поглиначі внаслідок їх компактності та підвищення ефективності зі збільшенням частоти.

1.2.4 Фізичні характеристики властивостей пористих звукопоглинаючих матеріалів

Поширення звуку в пористому матеріалі визначається фізичними характеристиками пористого середовища, а саме пористістю (ϕ), звивистістю (q), питомим опором потоку (σ), характерною в'язкою довжини (Δ) і теплової характерної довжини (Δ').

Пористість

Визначається як відношення сумарного обсягу порожнин (обсяг повітря у порах) до загального об'єму. Більшість промислових шумопоглиначів мають високу пористість (понад 0,95). Чим вище пористість, тим легша взаємодія між твердими та текучими фазами, що призводить до більшого шумового ослаблення.

$$\phi = \frac{V_0}{V_T},$$

де V_0 – обсяг порожнеч, V_T – загальний обсяг пористого матеріалу

Звивистість

Звивистість є фізичною характеристикою «непрямолинійності» мережі пір усередині пористого матеріалу. Це показує, як добре пористий матеріал перешкоджає прямому потоку через пористе середовище. Чим складніший шлях,

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тим більший час хвиля перебуває в контакті з абсорбентом і, отже, зростає дисипація енергії і, як наслідок, здатність матеріалу, що поглинає. Експериментально дана характеристика вимірюється за допомогою виміру питомого електричного опору. Якщо пористий поглинач не є провідним, один із способів вимірювання - наситити абсорбент електропровідною рідиною та виміряти питомий електричний опір насиченого зразка, R_s , і порівняти з питомим опором рідини, R_f . Інакше кажучи, звивистість може бути виражена так:

$$q = \phi \frac{R_s}{R_f}$$

На рис.1.10 схематично представлена звивистість матеріалу

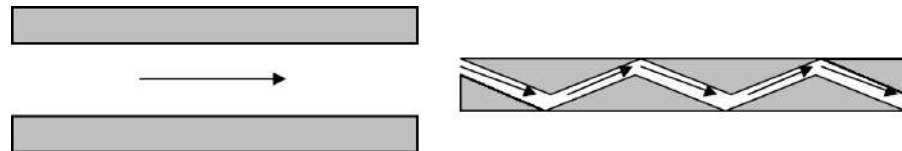


Рисунок 1.10 Схематичне зображення звивистості матеріалу.

Сліва звивистість = 1, праворуч > 1

Питомий опір потоку

Опір потоку – міра того, наскільки вільне повітря може проходити через пористі матеріали. Таким чином, даний параметр показує скільки звукової енергії може бути втрачено внаслідок ефектів втрати, пов'язаних з прикордонним шаром. Нехай матеріал має товщину d , швидкість потоку U . Одиниця опору потоку дорівнює $[Н * с / м^4]$ і визначається як:

$$\sigma = \frac{\Delta P}{Ud}$$

Існує кілька емпіричних формул розрахунку цього фізичного параметра на основі інших фізичних даних. Наприклад, широко відома формула Бієса (Bies) та

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Хансена (Hansen).

Характерні довжини

Пористі матеріали також характеризуються двома важливими характеристиками – характерною в'язкою довжиною та характерною термічною довжиною. Дані параметри значно впливають на в'язкість і термічну дисипацію енергії. Термічна довжина – це подвійне відношення обсягу матеріалу до сумарної площі з'єднаних пір. Даний параметр є суто геометричним і може бути виміряний безпосередньо.

Термічна довжина – практично те саме, але інтеграли в данному випадку зважені за квадратом швидкості рідини в порах:

$$\Lambda' = 2 \frac{\int dV}{\int dS}$$

$$\Lambda = 2 \frac{\int v_{fluid}^2 dV}{\int v_{fluid}^2 dS}$$

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2: Акустика транспортних засобів

2.1 Джерела шуму в салоні автомобіля

Автомобільна промисловість є однією з галузей світової промисловості, що найбільш швидко розвиваються і жорстко конкурують. Попит ринку настільки великий, що розробка нової серії потрібна кожні 5-6 років [3]. Вимоги клієнтів до безшумного та безвібраційного середовища в салоні автомобіля постійно зростають, виводячи шумовий комфорт на передні рубежі конкурентних переваг.

На рис.2.1 наведено рівні тиску звуку в районі вуха водія для різних швидкостей руху автомобіля.

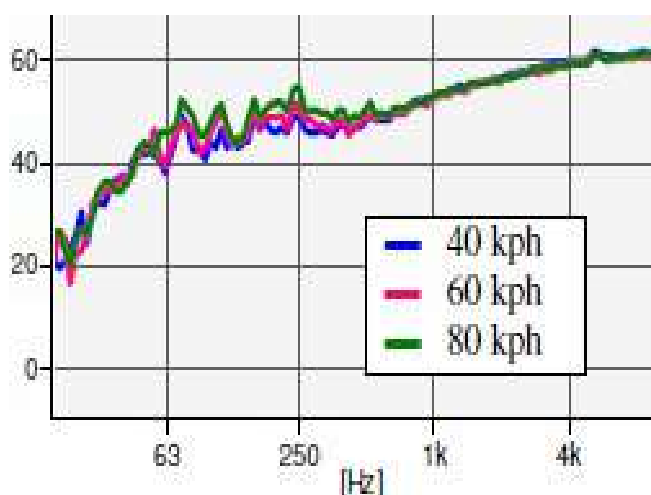


Рисунок 2.1 - Звуковий тиск в області вуха водія

Наслідуючи узагальнену акустичну схему, описану в розділі 1, варто визначити джерела шумового забруднення в салоні автомобіля. Джерела шуму можна розділити на наступні категорії:

- аероакустичні джерела
- механізми
- електромагнітні джерела

									Арк.
									30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МРТАМ 24.23596.000 ПЗ				

- колісні (взаємодія коліс із дорогою)

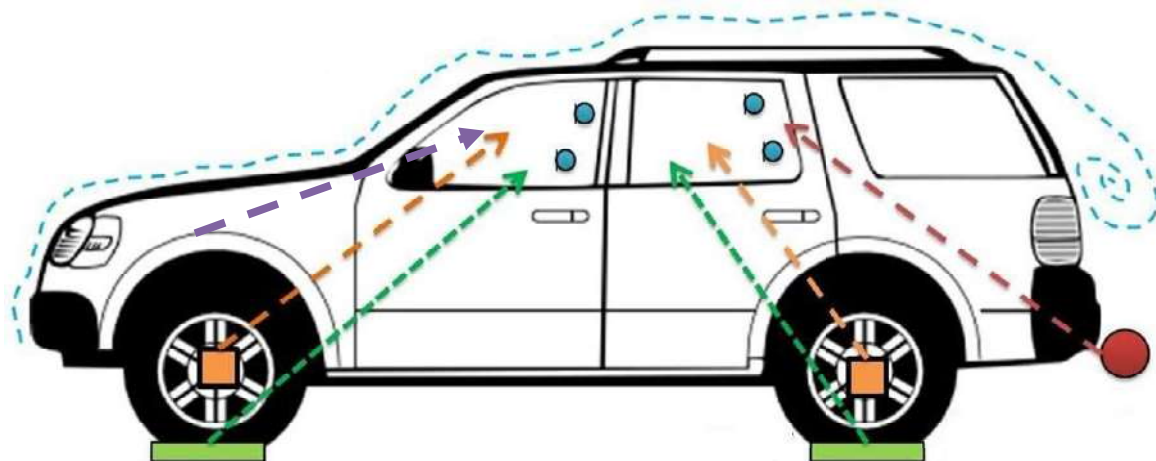


Рисунок 2.2 - Джерела шуму в автомобілі.

Помаранчевим – від підвіски, зеленим – від коліс, синім – аероакустичні, червоним – від вихлопних газів, фіолетовим – від двигуна.

До аероакустичних джерел відносяться ефекти, що виникають у прикордонному шарі, що супроводжуються турбулентністю.

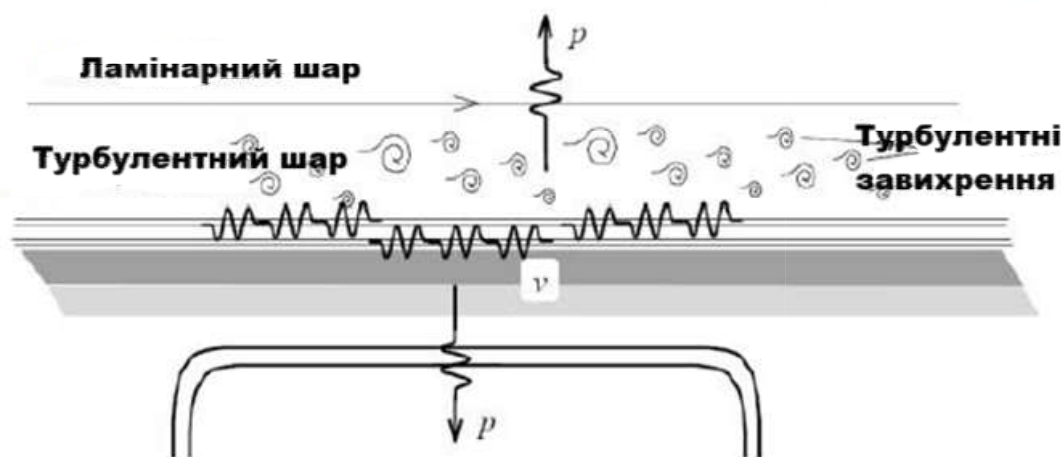


Рисунок 2.3 - Механізм утворення шуму від вітру

У механізмах випромінювання звуку відбувається внаслідок неточностей у балансуванні складових частин, що обертаються, і контактних взаємодій між ними. Контактні сили виявляють себе у підшипниках та сполучних вузлах, у яких шорсткість поверхні впливає на звукове поле автомобіля.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Електромагнетичні джерела проявляють себе в гібридних та електричних автомобілях, основний механізм появи звукового поля - сили, що змінюються, внаслідок наявності повітряного зазору електричного мотора [4].

Шум від колісної взаємодії заслуговує на детальний розгляд внаслідок високого впливу на акустичне поле в салоні автомобіля. На рис.2.4 показано, що шум від взаємодії коліс з дорогою перевершує шум від усіх зовнішніх джерел за швидкості вище 22 км/год [5].

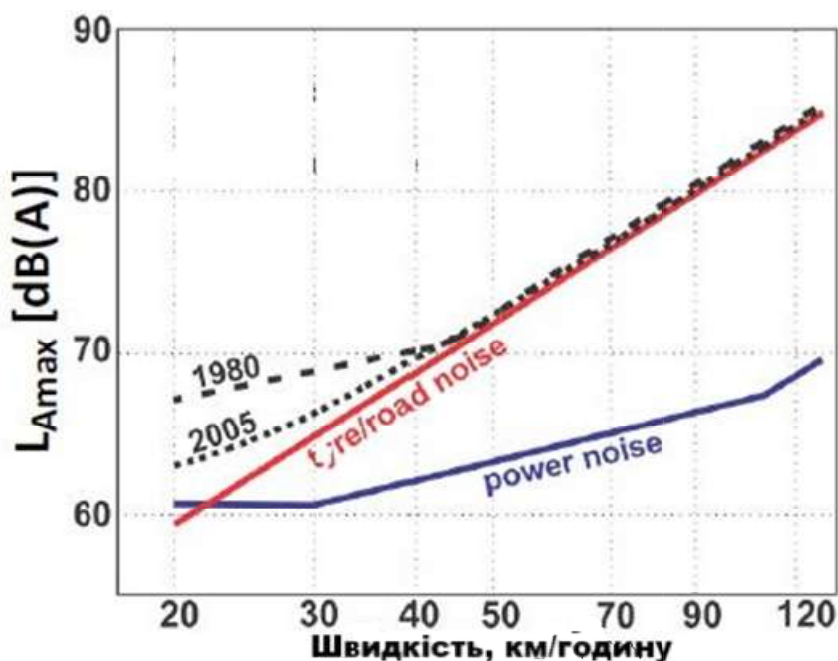


Рисунок 2.4 - Вклад шуму від коліс у акустичне поле салону автомобіля. Червоним – шум від коліс, синім – шум від двигуна

Як стверджується в [6] колісний шум становить від 30% до 65% від загального шуму (при вимірах згідно з ISO 362, ISO 7188). Вклад шин в акустичне поле залежить від частоти проходження між елементами поверхні шини, яка залежить від відстані між елементами шини (λ) [м] та швидкості MC [м/с] і виражається такою формулою

$$f = \frac{v}{\lambda}$$

2.2 Шляхи передачі шуму в автомобілі

Визначення вкладу кожного зі шляхів передачі енергії є вкрай складним і водночас важливим завданням, яке вирішується за допомогою аналізу їх аналізу (Transfer Path Analysis). У цій методиці проводиться декомпозиція систем ТЗ та оцінюється внесок кожної окремої складової у загальну передачу енергії.

Виділяють два основних способи передачі акустичної та вібраційної енергії від джерела до місця вимірювання – повітрям (airborne) і структурними елементами (structure borne). Акустичні поле салону автомобіля складається з обох типів полів з порогом переходу одного в інший у районі приблизно 500 Гц [7]. Цей процес продемонстровано на рис.2.5[8].

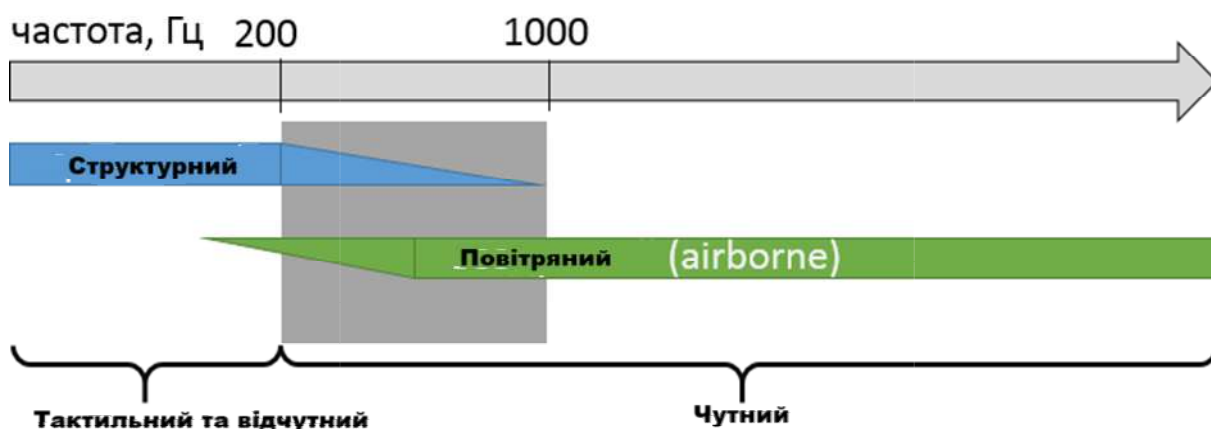


Рисунок 2.5 - Кордони переходу звукових полів

2.2.1 Передача повітряними каналами

Механізм передачі акустичної енергії по рідкому середовищі (повітря) робить основний внесок у звукове поле салону на частотній смузі приблизно до 500 Гц. Передача звуку через контур салону автомобіля внаслідок даного механізму може бути оцінена шляхом оцінки втрати передачі енергії, що визначається рівнянням (33) як відношення усередненої енергії W_1 до зовнішнього контуру салону до енергії W_2 що надходить в салон транспортного засобу.

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$TL = 10 \log \frac{W_1}{W_2} \quad (33)$$

2.2.2 Передача за структурними елементами

Даний механізм передачі є передачу акустичної енергії по твердотільних складових систем транспортного засобу. Поширення енергії йде у вигляді згинальних хвиль. Енергія вібрації, яка не розсіялася по дорозі, передається на елементи салону автомобіля, вібрації яких породжують звук.

Існує кілька способів зниження зашумлення внаслідок структурної передачі звуку, що полягають у модифікації шляхів передачі, встановлення додаткових вібраційних демпферів та переробці конструкції на стадії проектування при вібраційному (NVH) аналізі. У цій роботі розглядається проектування шумопоглинаючого покриття під затверджене структурне компонування систем автомобіля.

2.3 Шумоізоляція в ТЗ

2.3.1 Елементи шумоізоляційних систем

Вагомий внесок в акустичне поле всередині автомобіля робить зовнішній контур салону. В даний час промисловість слідує тренду проектування автомобілів з якнайменшою масою для забезпечення кращих екологічних та економічних характеристик, що виражається в зниженні товщини застосовуваних деталей. Зниження товщини деталей призводить до того, що вони легше піддаються вібраціям і, як наслідок, випромінюють звук за менших впливів. Аналіз тенденцій проектування показав, що у пріоритеті подальше зниження маси автомобіля, а отже, особлива увага має приділятися покращенню методів ізоляції шуму від подібних джерел. Зазвичай застосовуються такі

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

технології:

- покриття вільних поверхонь демпфуючими матеріалами, які знижують рівень вібрації панелей (бітум, полімери)
- підвищення жорсткості панелей для виведення резонансних частот за межі спектру зовнішніх впливів
- покриття віброуючих елементів ТЗ килимом із звукопоглинаючих матеріалів

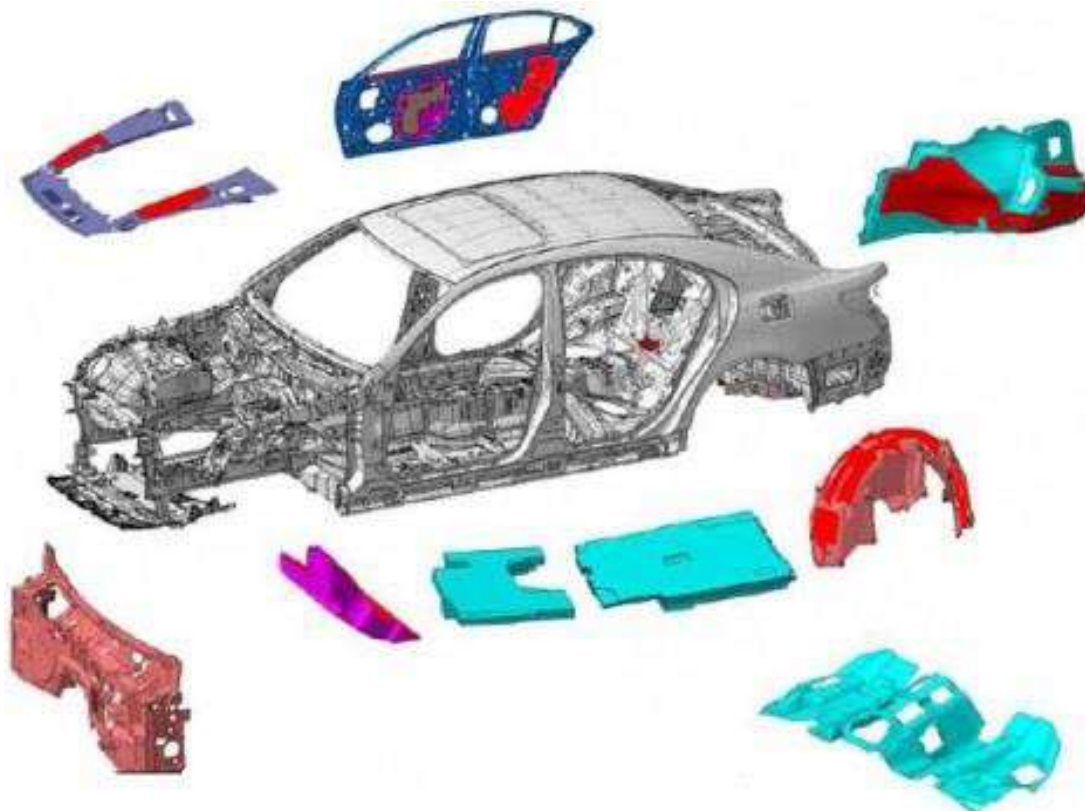


Рисунок 2.6 - Елементи шумопоглинаючих покриттів в автомобілі

Для запобігання зашумленню підлоги та інших структурних елементів автомобіля, їх покривають демпфуючими та шумоізоляційними покриттями. Зазвичай це килими, що складаються з важкого шару і 2-3 шарів пористих матеріалів. Особливості звукової абсорбції пористими матеріалами було розглянуто у першому розділі.

Застосування багат шарових конструкцій шумопоглинаючих матеріалів дозволяє значно підвищити рівень звукопоглинання за збереження і навіть

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МРТАМ 24.23596.000 ПЗ

Арк.

36

мінімізації товщини покриття. В ідеалі пористий поглинач повинен мати акустичний імпеданс, який дорівнює опору повітря для зниження частки відбитих хвиль і забезпечувати високий рівень розсіювання акустичної енергії у своїй внутрішній структурі. Дві дані вимоги дуже важко реалізувати в тонкому одношаровому покритті, але послідовний підхід до проектування робить це завдання розв'язним для багат шарових покриттів. Це досягається шляхом застосування як зовнішнього шару матеріалу з низьким опором потоку, який буде вищим у внутрішніх шарів. Чим плавніше змінюється опір матеріалу потоку від шару до шару, краще покриття буде виконувати своє завдання.

2.3.2 Проектування шумоізоляційних покриттів

Проектування шумопоглинаючих покриттів – непросте завдання, яке потребує ґрунтовного підходу. В даний час на вітчизняному ринку переважає методика ітеративних натурних випробувань, що потребує величезних фінансових та тимчасових витрат.

Для початку виробник автомобіля надає геометричні характеристики областей, що вимагають внесення шумопоглинаючого покриття, а також цільові значення по шуму, вазі та вартості виробу. На основі досвіду інженерного персоналу та, виходячи з цільових значень, виробник покриття проводить проектування прототипу покриття, яке піддається натурним випробуванням у ревербераційній камері. Потім за отриманими результатами покриття вносяться зміни і тестується вже новий прототип. Так продовжується досі досягнення цільових показників.

Звичайно, дана методика проектування не відрізняється оптимальністю одержуваних результатів та високим ступенем ефективності.

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 3 Методи математичного моделювання акустичних процесів

3.1 Аналітичний підхід до моделювання акустичних властивостей матеріалів

Теоретичне обґрунтування явища звукопоглинання різних пористих матеріалів було запропоновано багатьма авторами. Метою багатьох моделей була оцінка акустичних властивостей матеріалів залежно від їх вимірних фізичних якостей.

При розгляді проходження звукової хвилі через пористі середовища повітря розглядається як в'язке, багатоатомне середовище, що стискається. Акустичні властивості пористих матеріалів характеризуються акустичним імпедансом Z_f і константою просування γf . Вираз для даних характеристик має такий вигляд:

$$Z_f = R + jX, \gamma f = \alpha + j\beta \quad (34)$$

де R – речова компонента, X – комплексна компонента, α – константа згасання, β – фазова константа.

Акустичний імпеданс, або комплексний акустичний опір середовища, по своїй суті, характеризує опір, який середовище надає поверхні, що коливається, наприклад, конусу гучномовця. Дане поняття введено за аналогією з електричним імпедансом і являє собою відношення комплексних амплітуд звукового тиску до об'ємної коливальної швидкості частинок середовища, яку обчислюють як твір, усередненої за площею коливальної швидкості частинок середовища і площі, для якої визначається акустичний імпеданс.

Для оцінки акустичного імпедансу та константи просування хвиль Делані та Базлі (Delany, Bazley) розробили емпіричну формулу для гомогенних ізотропних волокнистих матеріалів.

Згідно з Делані і Базлі [9], вирази рівнянь (34) набувають вигляду:

					<i>MPTAM 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$z_f = \rho_0 c_0 \left[\left\{ 1 + \alpha \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^b \right\} - j \left\{ 1 + c \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^d \right\} \right] \quad (35)$$

$$\gamma_f = \frac{\omega}{c_0} \left[p \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^q - j \left\{ 1 + r \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^s \right\} \right] \quad (36)$$

де ρ_0 – щільність повітря, c_0 – швидкість звуку, f – частота звуку, σ – опір потоку, a, c, p, r, b, d, q, s - коефіцієнти, що змінюються залежно від моделі (див. табл.3.1)

Емпіричні моделі втілюють макроскопічне розгляд процесу проходження хвилі, де вони розглядають проходження хвилі через кожну конкретну пору окремо. Такий підхід до розгляду акустичного процесу значно полегшує модель, що робить її придатною для швидкої оцінки акустичних властивостей. Модель застосовна для широкого акустичного спектру, але обмежено застосовна у плані властивостей матеріалів. Такими обмеженнями є:

- пористість матеріалу має бути в районі 1, що є цільовим показником для абсорбуючих матеріалів
- модель застосовна лише у певному спектрі частот
- модель не застосовується в області $10 < \frac{f}{\sigma} < 1000$

де σ – опір потоку, f - частота.

Мікі (Miki) зазначив, що модель Делані та Базлі характеризується прагненням речова частина імпедансу до негативних значень на низьких частотах. Мікі доопрацював модель Делані-Базлі для отримання позитивних значень на більшому частотному діапазоні і узагальнив моделі по відношенню до пористості, звивистості та коефіцієнта форми часу. Єдиною відмінністю від початкової моделі є коефіцієнти та ступеня множників, наведені в табл.3.1.

					<i>MPTAM 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Таблиця 3.1 - Коефіцієнти для емпіричних моделей

Коефіцієнт	Делані-Базлі	Мікі
p	0.0169	0.160
q	-0.0595	-0.618
r	0.0858	0.109
s	-0.7	-0.632
a	0.0497	0.0699
b	-0.754	-0.0632
c	0.0758	0.017
d	-0.632	-0.632

Теоретична модель була запропонована Бійотом (Biot) для пористих матеріалів і заснована на декомпозиції хвиль усередині матеріалу на три складові: дві стискаючі та одна хвиля зсуву. Пористість, опір потоку, звивистість, в'язкі та термічні характеристики довжини – всі ці параметри визначають узагальнену модель Бійота.

Уточнений опис моделі Бійота було запропоновано Аллардом (Allard) з покращеним описом просування звукових хвиль у пористих матеріалах. Для цієї моделі важливими параметрами є акустичні втрати внаслідок теплопровідності і, як наслідок, стисливість провідного середовища.

У табл.3.2 наведено порівняння описаних моделей.

Таблиця 3.2 - Порівняння моделей для пористих матеріалів

Модель Делані-Базлі	Модель Бійота-Алларда
Виведена на основі емпіричних рівнянь	Заснована на рівнянні просування хвиль
Спрощена модель	Є дуже складною моделлю
Основається тільки на характеристиці опоруматеріалу пітку	Заснована на 5 параметрах матеріалу: пористість, звивистість, опір потоку, в'язкі та термічні характерні довжини

3.2 Чисельне моделювання акустичних систем

Визначення сили звуку, породженого механізмом або яким-небудь джерелом складної природи на стадії проектування або передбачення розподіл звукового поля в замкнутому просторі - не тривіальне завдання і вимагає застосування різних чисельних методів. Для низькочастотних звучань зазвичай застосовується метод прикордонних елементів (МПЕ) та метод кінцевих елементів (МКЕ). У разі високочастотних звучань обов'язково застосовується спосіб статистичного енергетичного аналізу (СЕА).

Надзвичайно важливим моментом є розуміння того, що відгук структур і машин може бути описаний з точки зору їх форм власних коливань. Відгук об'єкта – завжди сума відразу кількох мод, більшість яких виникає у нерезонансному режимі. У загальному випадку, можна сказати, що чим важчий об'єкт, тим вищою буде частота першої моди, і тим менше буде число мод, що виникають у межах будь-якої октавної смуги.

Як говорилося раніше, під час аналізу акустичного відгуку будь-якої структури першим кроком є поділ досліджуваного частотного діапазону на октавні проміжки. Низькочастотний діапазон буде характеризуватись низьким числом мод у кожній частотній смузі, тоді як у високочастотному діапазоні можуть бути десятки мод усередині октавного проміжку.

3.2.1 Низькочастотний діапазон

Метод кінцевих елементів

Метод кінцевих елементів може бути застосований для аналізу відгуку складної структури шляхом застосування збуджуючого навантаження, яке може бути як силою, так і звуковими хвилями, що набігають. МКЕ також може бути застосований як для оцінки сили звуку, що видається структурою, так і для розрахунку акустичного поля в замкнутому обсязі.

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У застосуванні до завдань акустики рівняння динаміки структури розглядаються нарівні з математичним описом акустики системи, що виражається рівняннями Нав'є-Стокса (рівняння руху і нерозривності). Для отримання рівняння акустичної хвилі рівняння Нав'є-Стокса спрощуються з такими припущеннями:

- Сила тиску звуку в рідкому середовищі визначається рівнянням хвиль
- Середовище акустичного об'єму досить стисливе для зміни щільності при русі акустичної хвилі по ній
- Середовище акустичного обсягу нев'язке
- Малі переміщення
- Рідина має рівномірну щільність та тиск, акустичне тиск визначається за змінами даних параметрів
- Зміни в щільності невеликі по порівнянню з усередненим значенням густини рідини

Рівняння акустичної хвилі (4) застосовується для опису акустичної реакції рідинного середовища на дії. Так як в'язкість рідини не розглядається, це рівняння також відомо, як "рівняння хвилі без втрат". Відповідні кінцеві елементи можуть бути виведені шляхом дискретизації даного рівняння методом Галеркіна.

Основні рівняння МКЕ

Звуковий тиск усередині елемента може бути виражений як:

$$p = \sum_{i=1}^m N_i p_i \quad (37)$$

де N_i - набір функцій форм, p_i - акустичне тиск у вузлах, m - число вузлів, що формують елемент. Рівняння для рідини виглядає так:

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\mathbf{M}_f]\{\ddot{\mathbf{p}}\} + [\mathbf{K}_f]\{\mathbf{p}\} = \{\mathbf{F}_f\} \quad (38)$$

де K_f еквівалентна матриці "жорсткості" рідини, $[M_f]$ еквівалентна матриці інерції рідини, F_f - вектор прикладених "рідинних навантажень", \mathbf{p} - вектор значень значень у вузлах, ρ - друга похідна акустичного тиску за часом.

Рівняння руху структури виражаються як:

$$[\mathbf{M}_s]\{\ddot{\mathbf{U}}\} + [\mathbf{K}_s]\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}_s\} \quad (39)$$

де \mathbf{K} – матриця жорсткості системи, \mathbf{M} – матриця інерції системи, \mathbf{F} – вектор прикладених навантажень, \mathbf{U} – вектор переміщень (шуканий), \mathbf{U} – вектор прискорень у вузлах структури. Взаємодія між структурою та рідиною відбувається на межі поділу середовищ між акустичними та структурними елементами. Для обліку зв'язку між структурою та акустичним полем до рівнянь вносяться додаткові параметри:

$$[\mathbf{M}_s]\{\ddot{\mathbf{U}}\} + [\mathbf{K}_s]\{\mathbf{U}\} = \{\mathbf{F}_s\} + [\mathbf{R}]\{\mathbf{p}\} \quad (40)$$

$$[\mathbf{M}_f]\{\ddot{\mathbf{p}}\} + [\mathbf{K}_f]\{\mathbf{p}\} = \{\mathbf{F}_f\} - \rho[\mathbf{R}]^T\{\ddot{\mathbf{U}}\}$$

де \mathbf{R} – матриця зв'язків, яка підраховується для кожного вузла, розташованого на межі розділу середовищ, ρ - щільність рідини. Дані рівняння можуть бути перетворені на матричне рівняння, що враховує ефект демпфування:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & 0 \\ \rho\mathbf{R}^T & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}} \\ \dot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{R} \\ 0 & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_f \end{Bmatrix} \quad (41)$$

де C_s та C_f матриці механічного та акустичного демпфування відповідно. Дане рівняння може бути наведено до бізидиференційного вигляду:

$$\begin{bmatrix} -\omega^2\mathbf{M}_s + j\omega\mathbf{C}_s + \mathbf{K}_s & -\mathbf{R} \\ -\omega_2\rho\mathbf{R}^T & -\omega^2\mathbf{M}_f + j\omega\mathbf{C}_f + \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_f \end{Bmatrix} \quad (42)$$

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розглядаючи це рівняння, важливо відзначити, що його ліва частина несиметрична і для обчислень тисків і переміщень у вузлах потрібне її звернення. Це завдання вкрай вимогливе до обчислювальних ресурсів.

Аспекти застосування МКЕ до завдань акустики

Метод кінцевих елементів має низку значних переваг: він є звичним більшість інженерів і вчених, реалізований у багатьох комерційних програмних кодів, його результати зрозумілі представлені у звичних одиницях виміру. Однак, МКЕ характеризується рядом аспектів, що заслуговують на особливу увагу.

Для початку, за аналізу за допомогою МКЕ структура розбивається на кінцеве число поверхневих елементів. На низьких частотах метод сходиться відносно швидко, яке застосування елементарно. Однак застосовувати МКЕ доцільно лише для перших 50 коливальних мод структури. За межами даного спектра необхідний розмір КЕ елемента неймовірно малий, оскільки на довжину хвилі повинно припадати не менше 6 елементів [1], що значно підвищує вимоги до обчислювальних потужностей при зростанні частоти. Також місця з'єднань елементів, зв'язку акустичних обсягів та інших структурних з'єднань вимагають значного згущення сітки кінцево-елементного розбиття, оскільки характеризуються вкрай складним акустичним полем. Таке значне зростання вимог до обчислювальних машин призвело до того, що МКЕ не застосовується при аналізі частот понад 250-300 Гц.

На додаток до цього застосування МКЕ виключає наявність потоку рідинному середовищі, що є значним обмеженням. За наявності перештовхів в рідинному середовищі рівняння хвиль має бути сформульовано іншим чином, щоб відображати просування акустичного збудження в середовищі залежно від типу потоку. Наприклад, МКЕ аналіз не застосовується до моделювання акустичних ефектів резонаторів Гельмгольца, які характеризуються значними потоками газового середовища. Однак, МКЕ застосовується при вкрай низьких швидкостях течії, коли можна знехтувати ефектами стиснення рідкого

										Арк.
										44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

МРТАМ 24.23596.000 ПЗ

середовища.

Також у акустичних КЕ моделях на кордонах застосовуються умови абсолютно тверде тіло. Даний підхід застосовується лише у випадку, коли рух кордонів моделі не впливає на акустичне поле системи. Наприклад, завдання моделювання акустичного поля салону автомобіля, зовнішній контур якої складається з гнучких металевих панелей. Залежно від жорсткості панелей, акустична навантаження, що подається, може призвести до їх вібрацій, що спричинить форму коливань і резонансні частоти салону.

3.2.2. Високочастотний діапазон

Традиційно аналіз коливань механічних систем було зосереджено кількох перших частотах оскільки вони характеризуються найбільшими переміщеннями, тоді як для високих частот переміщення вважалися зневажливо малими і безпечними. Згодом спостерігався зростаючий інтерес до поведінки обладнання та структур при високочастотних впливах – їх втомна міцність, а також шум, що вивчається ними. Основною проблемою є висока чутливість форм коливань на високих частотах до найменших геометричних, конструкційних та механічних нюансів системи [10]. Для вирішення завдань подібного роду було запропоновано методи, що спираються на статистичний аналіз вібраційних параметрів систем.

Опис методу статистичного енергетичного аналізу

Досить часто перед інженерами стоїть завдання проведення оцінки реакції системи, що проектується, на зовнішні впливи на ранніх етапах проекту, коли не визначені всі деталі конструкції. У таких ситуаціях очевидно, що високодетальний аналіз є неприйнятним, оскільки вимагає знання ще не визначених параметрів структур. Завданням інженера цьому етапі більше відповідають методи статистичного аналізу, які визначають залежність реакцій системи від її параметрів (таких як середня товщина панелей).

З погляду СЕА модель конструкції розглядається з погляду взаємодії

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

резонансних режимів, що становлять систему компонент. Резонансні групи описуються з погляду усереднених значень і в кожній групі є лише один ступінь свободи – усереднений енергетичний відгук. Динаміка системи визначається виходячи з розподілу енергії серед поверхонь, що виділяються за допомогою рівнянь балансу енергії.

Статистичний підхід має свої переваги та недоліки. Основною перевагою є значне зменшення числа ступенів свободи моделі порівняно з детерміністськими методами. Оскільки резонансні режими аналізуються у процесі, розрахунок відгуку системи потребує обчислення значно меншого числа параметрів. Наочним прикладом може бути аналіз звукового поля в кімнаті, що генерується флейтою. Для повного аналізу всіх тонів потрібно близько 10^6 вимірів [10], При застосуванні методу СЕА знадобиться близько 10-20 вимірів, оскільки поле описуватиметься усередненими по частотних діапазонах значеннями. Обмеженням методу є те, що для кожної підсистеми має бути, як мінімум три резонансні режими в кожній частотній смузі для якої проводиться усереднення [1]. Оскільки на відміну від традиційних методів на високих частотах модель не вимагає внесення змін, СЕА дозволяє значно розширити аналізований частотний діапазон.

Також величезною перевагою СЕА є те, що модель включаєв собі інформацію про баланс енергії в системі, за допомогою якої можна відстежувати потоки та шляхи передачі енергії. До того ж результати СЕА ґрунтуються на фізичних та геометричних властивостях системи, що дозволяє проводити оцінку впливу параметрів проектованої конструкції на її відгук.

Основним недоліком СЕА є те, що інформація про відгук системи виходить на основі середніх величин та їх дисперсій на просторі частот, що призводить до неможливості отримання відгуку для конкретної частоти. Також недоліком можна назвати «нетрадиційність» опису системи у статистичних термінах з точки зору прикладної механіки, в якій основний наголос робився на опис систем за допомогою диференціальних рівнянь із постійними коефіцієнтами.

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основи статистичного енергетичного аналізу

У СЕА вважається, що енергія запасається в підсистемах – енергетично подібних частинах загальної системи для якої виконується розрахунок [10]. Для кожної підсистеми враховується енергія, що подається на вхід, від зовнішніх джерел різної природи. Енергія, що поступила в підсистеми, вільно перетікає між підсистемами і частково розсіюється демпфуючими механізмами. Узагальнена модель з погляду СЕА представлена на рис.3.1:

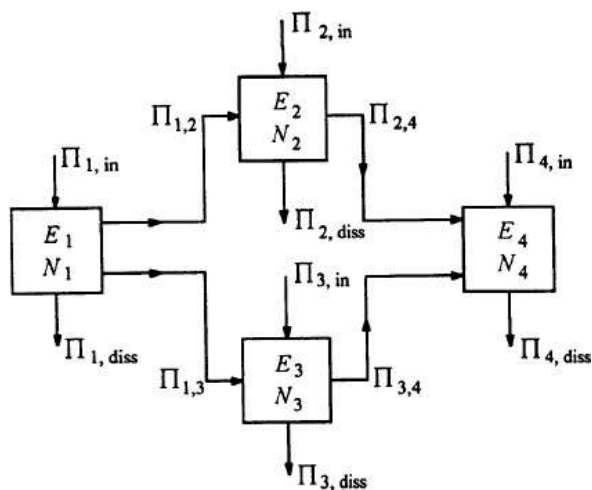


Рисунок 3.1 - Взаємозв'язок між підсистемами СЕА

Фундаментальний елемент (або підсистема) моделі згідно з методом СЕА є процес елементів з «схожими» режимами акумулювання енергії. При розбиття системи важливо враховувати критерії аналогічності та значущості. Значимість означає, що очікується практично однакова реакція підсистеми на збудження, що передаються джерелами, зв'язок з режимами інших підсистем і розсіювання енергії. За дотримання процес критерію підсистеми матимуть практично рівну енергію вібрації. Значимість означає, що підсистема, що виділяється, відіграє важливу роль у передачі, розсіюванні або зберіганні енергії. Увімкнення «незначної» підсистеми не призводитиме до помилок у розрахунках, але ускладнить аналіз. Звісно, критерій значимості відходить другого плану у зв'язку з розвитком обчислювальної техніки.

Енергія, що входить з навколишнього середовища, позначена як Π_{in} , може

									Арк.
									47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

бути породжена турбулентним прикордонним шаром, шумом або механічним впливом. Зазвичай вона обчислюється для деякої лінії частот, наприклад, повної чи третини октавної лінії. Щоб оцінити P_{in} , необхідно знати вхідні імпеданси для підсистем. Важливою умовою є те, що вхідна енергія залежить від взаємозв'язків між підсистемами. У разі виявлення такої залежності, необхідно детально розглядати внутрішню динаміку з'єднань.

Розсіювана для кожної підсистеми енергія, P_{diss} , є втраченою вібраційною енергією і залежить тільки від кількості запасеної в системі енергії. Існують різні механізми розсіювання енергії – це може бути механізм тертя або в'язких втрат, або випромінювання в навколишнє середовище. Важливо те, що енергія, що розсіюється, не може бути повернена в систему. Якщо це можливо, то це частина потоку енергії між підсистемами, а значить, її необхідно включати в загальну мережу взаємопов'язаних об'єктів. Передається енергія, P_{12} , є швидкість обміну енергією між підсистемами 1 і 2. Всі величини, що розглядаються в рамках СЕА, є усередненими за часом. У ряді випадків можуть спостерігатися різкі тимчасові стрибки в енергетичному потоці [3], але вони не враховуються.

Обчислення описаних вище величин вимагає обчислення СЕА-параметрів, які зазвичай поділяються на «параметри накопичення енергії» та «параметри передачі енергії». Енергія, що накопичується, зазвичай визначається числом мод коливань N_1, N_2, \dots для кожної з підсистем усередині частотного діапазону Δf . Відношення N до Δf називається модальною щільністю (n) підсистеми та є важливим параметром при аналізі методом СЕА. Найбільш поширений спосіб вимірювання модальної густини - обчислення виходячи з теоретичних міркувань, що є дуже простим процесом для більшості систем.

Параметри, відповідальні за передачу енергії, включають вхідний імпеданс системи, імпеданс джерела (для визначення вхідної енергії), коефіцієнт втрат, коефіцієнт зв'язкових втрат.

					<i>MPTAM 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні рівняння СЕА

Одним із основних положень СЕА є положення про пропорційність потоку енергії між двома пов'язаними підгрупами різниці середніх модальних енергій. Це дозволяє проводити аналіз реакції системи, що містить у собі кілька резонансних режимів усередині обраної частотної смуги шляхом розбиття на підсистеми та розгляду рівняння балансу енергії для кожної з підсистем:

$$\Pi_{in} = \Pi_{out} \quad (43)$$

Енергія надходить у підсистему від зовнішніх джерел або перетікаючи з інших підсистем. Схематичне зображення цього процесу представлено на рис. нижче, де $\Pi_{1,diss}$ і $\Pi_{2,diss}$ - енергія, що розсіюється підсистемами, $\Pi_{1,in}$ і $\Pi_{2,in}$ - енергія, що надходить в підсистеми з боку зовнішніх джерел, $\Pi_{1,2}$ - перетік енергії від системи 1 до системи 2. Поглинена системою 1 енергія може бути виражена наступним чином:

$$\Pi_{1,diss} = 2\pi f \eta_1 E_1 \quad (44)$$

де η_1 - повна динамічна енергія підсистеми на частоті f і E_1 - коефіцієнт демпфування.

Повна енергія підсистеми пов'язана з відгуком системи. Наприклад, для системи маси M енергія дорівнює $E = M\langle v^2 \rangle$, де $\langle v^2 \rangle$ - середня квадратична швидкість вібрацій, середня по всій підсистемі. Повна енергія акустичної

системи об'ємом V та щільності ρ при швидкості звуку дорівнює $E = V \frac{\langle p^2 \rangle}{\rho c^2}$, де $\langle p^2 \rangle$ - середньоквадратичний звуковий тиск, усереднене за підсистемою.

Передається енергія може бути виражена як:

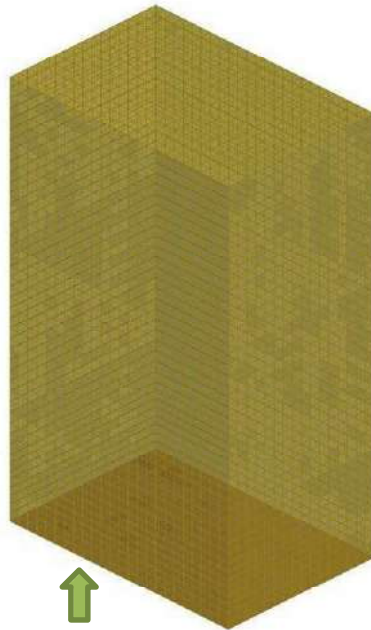
$$\Pi_{12} = 2\pi \Delta f \beta_{12} (\epsilon_1 - \epsilon_2) \quad (45)$$

де ϵ_1 і ϵ_2 - усереднені енергії коливань двох підсистем у частотній смузі Δf

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цього методу дозволить кардинально знизити рівень обчислювальних витрат для акустичного аналізу, порівняно з традиційними обчислювальними методами.

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		52



Місце застосування навантаження

Рисунок 4.1 - Акустична система, що розглядається

Таблиця 4.2 - Характеристики КЕ моделі

Загальна кількість ступенів свободи моделі	75418
Число ступенів свободи пластини	74185
Число ступенів свободи акустичного обсягу	1233

При розгляді цього завдання найбільший звуковий тиск очікується на резонансних частотах акустичного обсягу. Для обсягу цієї форми аналітично завдання знаходження резонансних частот називається "Рішенням кімнати". Резонансні частоти можуть бути знайдені за такою формулою:

$$f = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{m}{L}\right)^2 + \left(\frac{n}{W}\right)^2 + \left(\frac{k}{H}\right)^2} \quad (52)$$

де c – швидкість звуку повітря (343 м/с); L , W , H – довжина, ширина та висота об'єму відповідно; m , n , k – число напівхвиль за довжиною, шириною та

висотою відповідно.

Відповідно до виразу (52) на проміжку до 500 Гц резонансними частотами кімнати є: 171.5, 285.8, 333.3, 343, 442.5, 461.

На рис.4.2 наводиться акустичне тиск, що породжується вібраціями в акустичному обсязі, що вимірюється у верхній чверті акустичного обсягу. Розрахунки проводилися за допомогою комерційного коду кінцево-елементного аналізу Nastran.

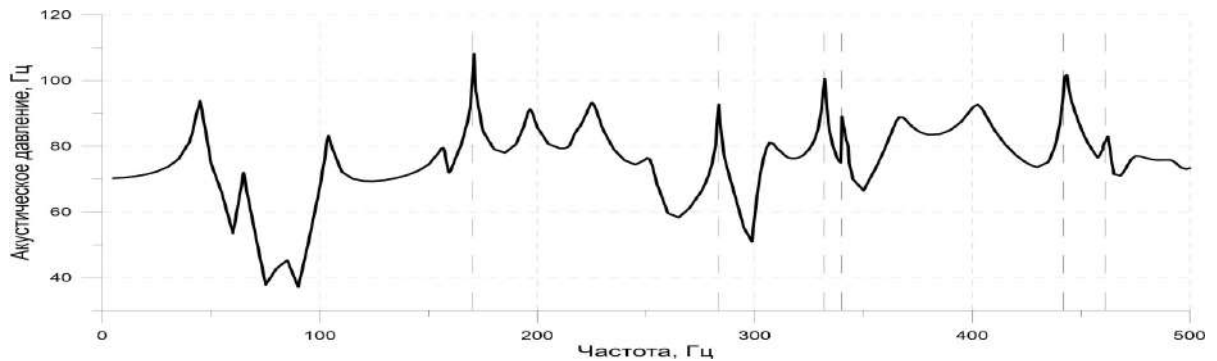


Рисунок 4.2 - Акустичне тиск у аналізованому обсязі, децибельна шкала.

Пунктирні лінії – резонансні частоти акустичного об'єму.

Проведене моделювання показало наявність сплесків акустичного тиску всіх резонансних частотах обсягу. Найбільші значення акустичного тиску спостерігаються у місцях збігу резонансних частот акустичного об'єму та пластини: 171.5, 343, 428.75 Гц. Також значні сплески тиску помічені при всіх резонансних режимах акустичного об'єму і першому резонансному режимі пластини, що збуджується, який характеризується найбільшими переміщеннями в пластині. Мінорні сплески спостерігаються резонансних частотах пластини.

Отже, проведений аналіз системи дозволяє стверджувати, що акустичне поле залежить від резонансних режимів аналізованих систем. Таким чином, частотний аналіз систем є необхідним етапом вивчення акустики системи.

Розглянута акустична система аналізувалась на частотній смузі 5-500 Гц. Розширення смуги, що аналізується, призведе до неточності відтворення коливальних мод систем, а значить результати аналізу стануть менш надійними.

										Арк.
										55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

MPTAM 24.23596.000 ПЗ

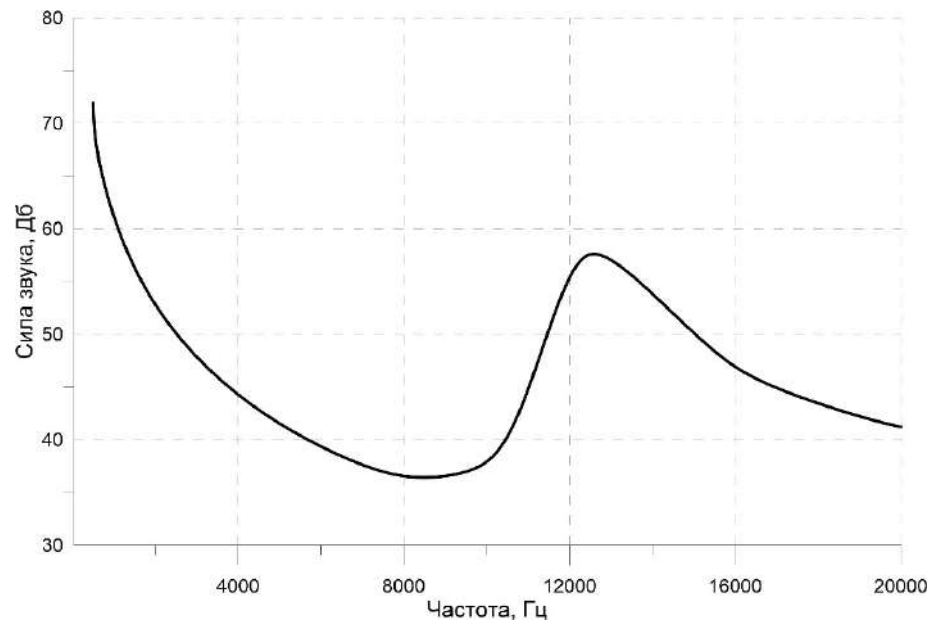


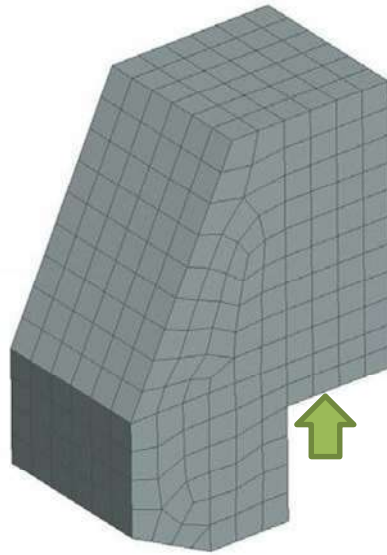
Рисунок 4.4 - Акустичне тиск у аналізованому обсязі

Зазначимо, що з КЕ аналізі акустичне тиск на частоті 500 Гц становило 73.35 Дб, при аналізі методом СЕА 71.93 Дб. Ця розбіжність пояснюється похибками в МКЕ на високих частотах, і навіть малим числом мод для осереднення СЕА.

4.1.2 Аналіз впливу шумопоглинаючих покриттів на акустичне поле

Для аналізу ефективності внесення шумопоглинаючих покриттів на акустичні характеристики системи було розроблено модель «тракторної кабіни», представленої на 4.5.

Як і в разі аналізу найпростішої акустичної системи, основа даної кабіни збуджується одиничною силою з частотою, що варіюється. На рис.4.6 наводиться аналіз акустичного тиску в акустичному обсязі кабіни.



Місце застосування навантаження

Рисунок 4.5 - Акустичний об'єм «тракторної кабіни»

Основа кабіни покривається демпфуючим покриттям, проводиться аналіз акустичного тиску в аналогічній області. На рис 4.6 наведено порівняння акустичного тиску в системі без покриття та з ним.

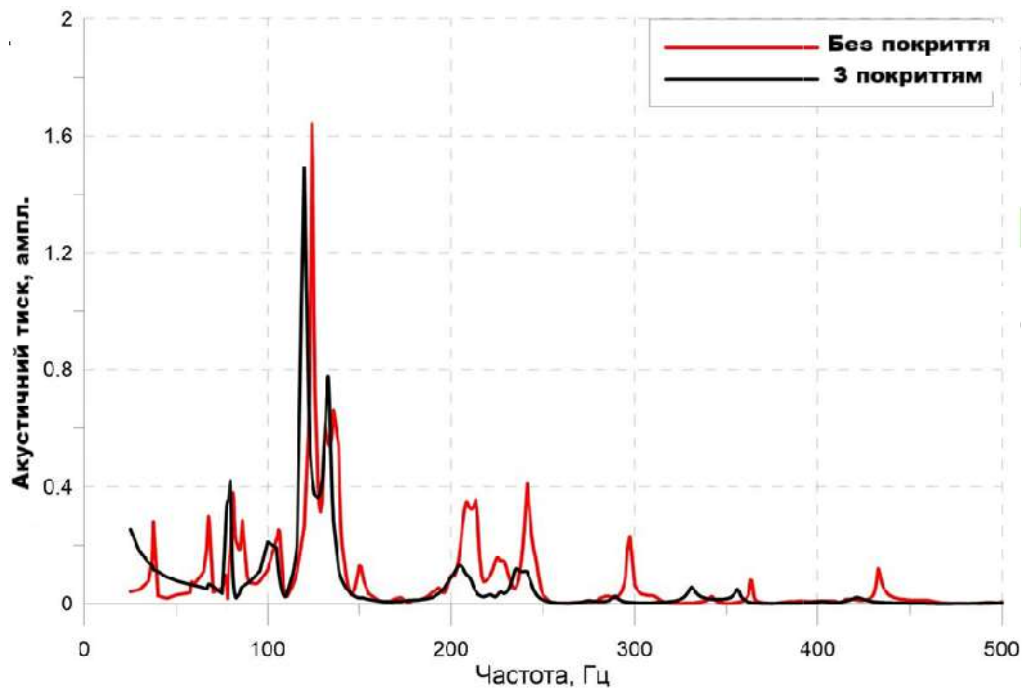


Рисунок 4.6 - Вплив віброізоляційного матеріалу на акустичне тиск у кабіні

За результатами проведеного аналізу було отримано помітне зниження

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

міркувань згасання звукової енергії з допомогою механізму втрати енергії у матеріалі.

Для ілюстрації проведеного явища проводиться моделювання Тракторної кабіни на високих частотах, потім на підлогу додається важкий, непористий, щільний матеріал – гума, товщиною 5 мм. Ефект внесення покриття представлений на рис.4.8.

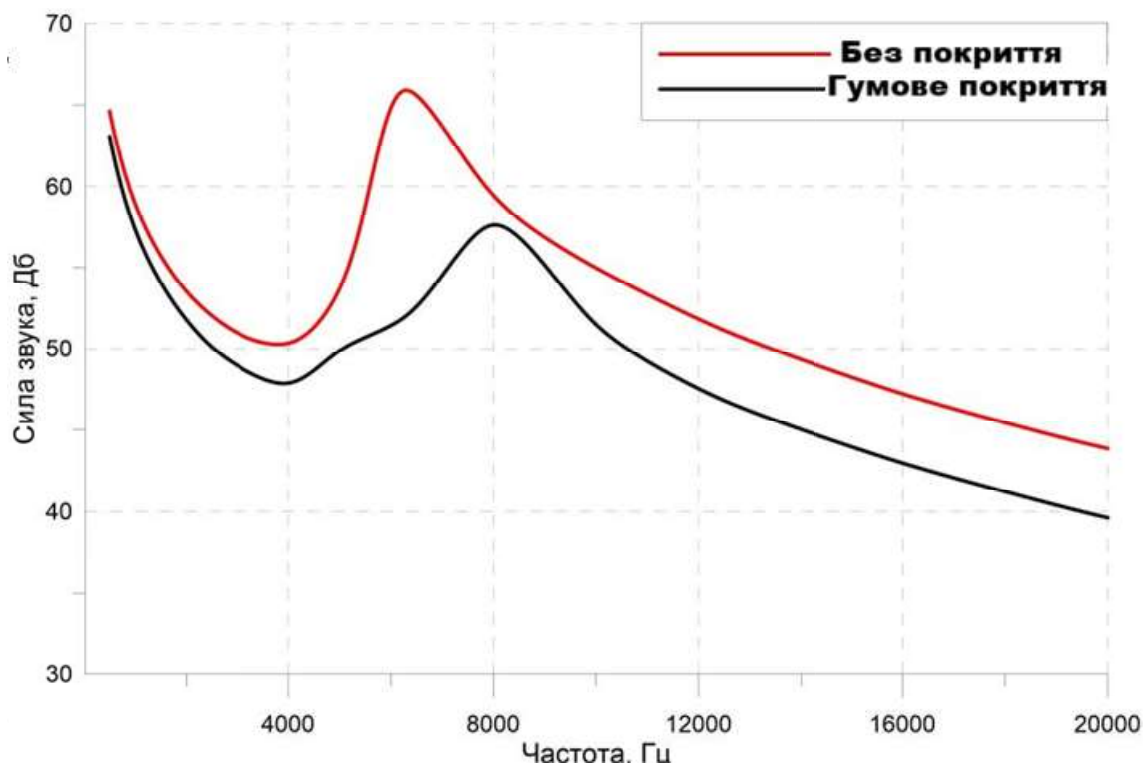


Рисунок 4.8 - Ефект від внесення гумового покриття

Внесення покриття має помітний ефект на рівень шуму в акустичному обсязі. Недоліком гумового покриття є його велика маса, що вкрай небажано в сучасній парадигмі проектування і, виходячи з теоретичного дослідження. На підлогу та область сидіння кабіни наноситься покриття з двох пористих матеріалів – полімерна піна та скловолокно. Розглянемо ефект від внесення покриття:

підлоги до салону.

Таблиця 4.3 - Склад базового покриття

№ шару	Матеріал	Товщина
1	Меламінова піна	5мм
2	Полімерна піна	5мм
3	Мінеральне волокно	5мм
4	Полімерне волокно	5мм

Загальна маса покриття: 114 г, товщина – 20 мм. Ефект внесення покриття представлений на рис.4.10.

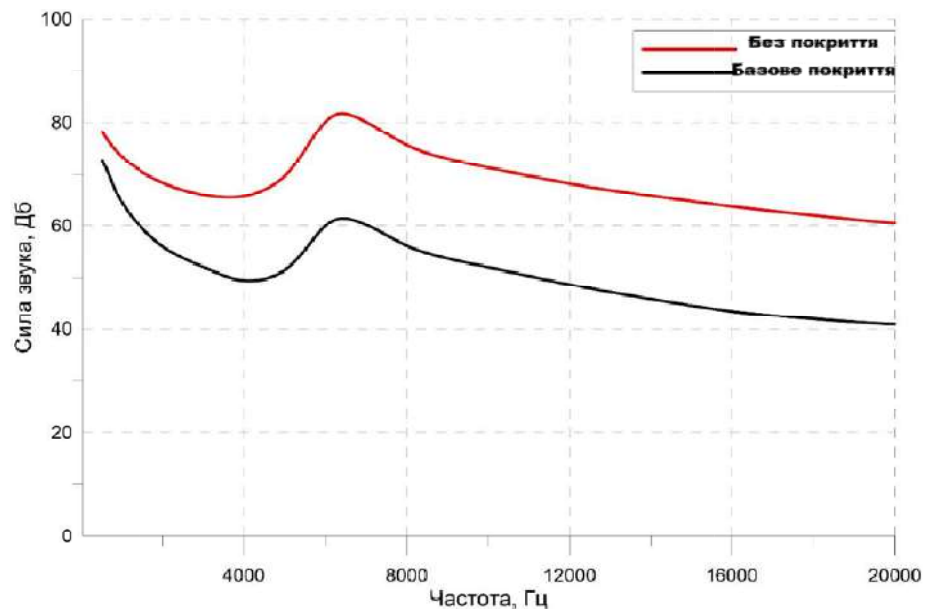


Рисунок 4.10 - Ефект на акустичне поле під час внесення базового покриття

Покриття справило значний ефект на акустичне поле об'єму, що розглядається. Настільки високий рівень зниження пояснюється тим, що покриття нанесене на 100% площі пластини, що, звичайно, недосяжно в реальних акустичних системах.

Вважаємо, що «базове» покриття забезпечує достатній рівень зниження шуму (нижче 60 Дб), тому проводимо оптимізацію маси покриття із

збереженням або мінімальним погіршенням акустичних властивостей. Для оптимізації задані такі обмеження: мінімізації маси покриття, але не більше 100г; середньоквадратичне значення акустичного тиску на всьому спектрі не більше 60 Дб (рівень сили звуку) під час розмови). Алгоритм оптимізації може виключати матеріали, а також варіювати їхню товщину в межах загальної товщини не більше 20 мм.

За результатами оптимізації було отримано таке покриття:

Таблиця 4.4 - Розподіл шарів у оптимізованому покритті

№ шару	Матеріал	Товщина, мм
1	Меламінова піна	7
2	Мінеральне волокно	13

Порівняння покриттів наводиться на рис.4.11.

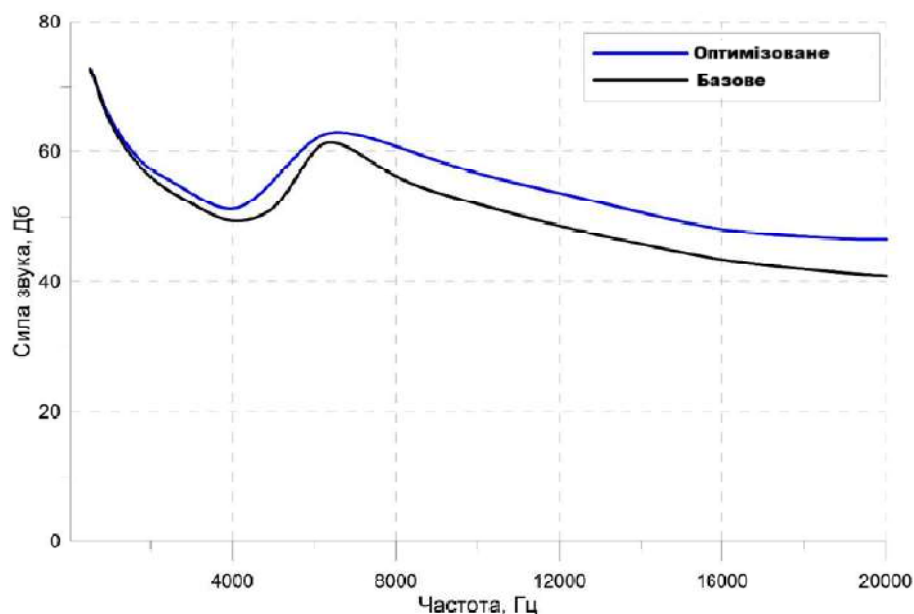


Рисунок 4.11 - Порівняння ефекту оптимізованого та базового покриття

Після оптимізації було отримано покриття з трохи гіршими результатами зі збільшенням частоти. Позитивною стороною стало зниження маси покриття в 3.5 рази (114 г до 32 г), а також зниження кількості матеріалів, що

застосовуються, з 4 до 2.

Таким чином, проведення даного аналізу наочно показало вигідність застосування методів параметричної оптимізації для вирішення завдання проектування покриття шумопоглинаючого значно полегшивши його і зробивши більш технологічним.

4.2 Оцінка акустичного поля салону автомобіля

4 2.1 Аналіз акустичного поля салону автомобіля на низьких частотах

Результати, отримані шляхом проведенного аналізу акустичних процесів на модельних задачах, дозволяють перейти до вирішення задачі проектування покриття шумопоглинаючого автомобіля в повному масштабі.

Зазвичай під час проектування ТС проводиться аналіз функції передачі шуму системами. На місця очікуваного впливу подається сила певної величини, після чого проводиться вимірювання сили звуку в місцях розташування вуха водія. Саме такий метод буде взято за основу моделювання.

Функція передачі шуму вимірюється для всіх можливих точок входу навантажень на автомобіль за трьома напрямками (див. Рис. 4.12-4.13). Такий підхід до аналізу дозволяє дати повноцінну оцінку акустичного поля в салоні автомобіля з огляду на всі основні варіації впливів. Рівень шуму вимірюється в області лівого вуха водія.

Як видно з представлених схем, на корпусі автомобіля розташовано 17 потенційних точок входу, що призводить до 51 розрахункового випадку. У рамках цієї роботи немає можливості розгляду всіх даних випадків внаслідок необхідних колосальних обчислювальних потужностей, тому для аналізу буде обрано одну точку входу – місце кріплення підвіски (точка 10 на рис. 4.13). І хоч такий підхід не дасть повної картини акустичного поля салону, він дозволить оцінити якість покриття.

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

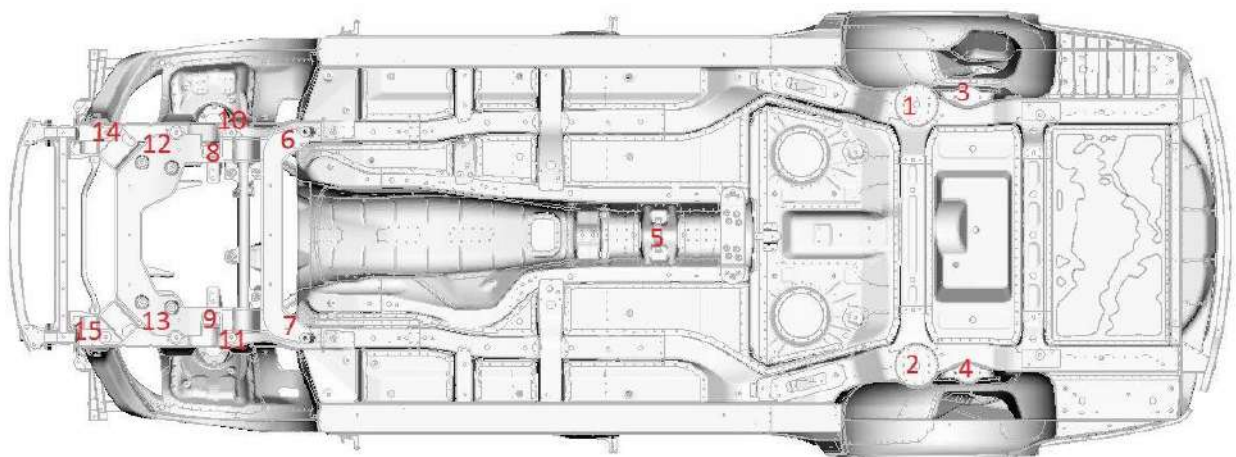


Рисунок 4.12 - Місця впливу вхідних навантажень на автомобіль (вид знизу)

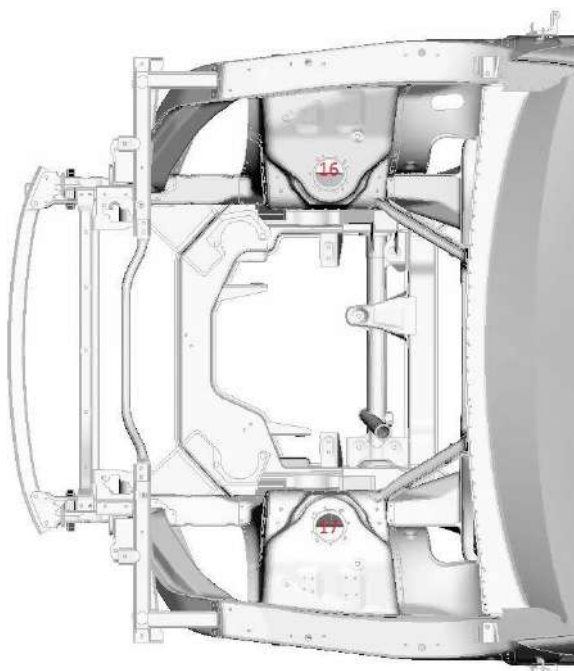


Рисунок 4.13 - Місця впливу вхідних навантажень на автомобіль (вид зверху)

Проведення акустичного аналізу КЕ моделі автомобіля

Для проведення акустичного аналізу було розроблено КЕ модель автомобіля, характеристики якої наведено в табл.4.5 характеристики КЕ моделі.

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Дана модель високою мірою відображає конструкцію автомобіля і її якість відповідає вимогам промислових розрахунків.

Таблиця 4.5 - Характеристики КЕ моделі

Число ступенів свободи структурних елементів	1381212
Число ступенів свободи акустичного обсягу	411257

На місце кріплення підвіски подається одинична сила частоти, що варіюється, в області вуха водія проводиться замір рівня акустичного тиску. КЕ модель представлена на рис.4.14.

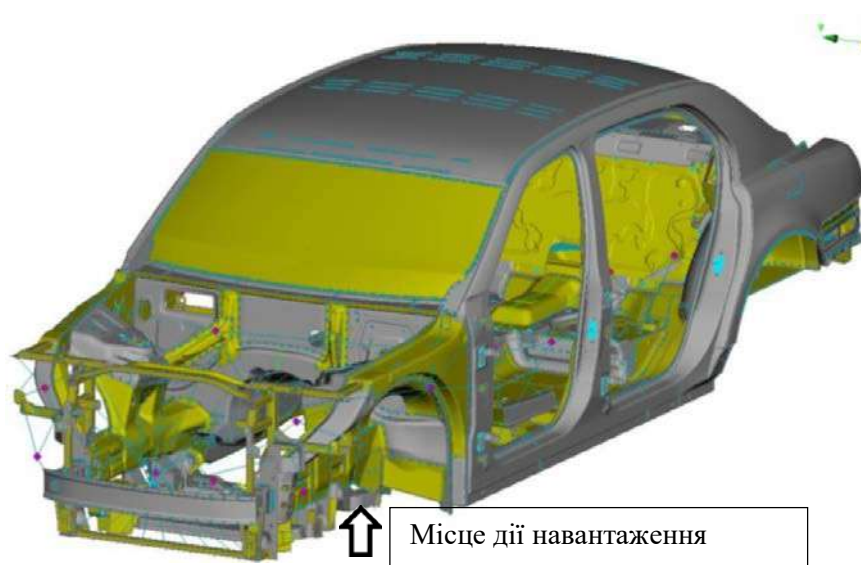


Рисунок 4.14 - КЕ модель автомобіля

Потім на підлогу та моторний щит наноситься віброізоляційний матеріал і моделювання проводиться знову з метою оцінки ефективності покриття зниження рівня акустичного тиску. На рис. 4.15 червоним кольором показані області нанесення віброізоляційного матеріалу. Фізичні властивості покриття наведені у табл.

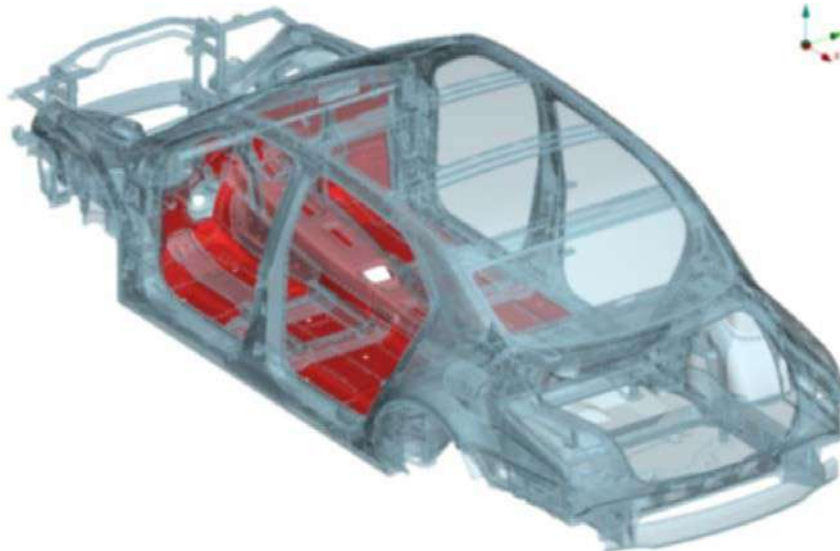


Рисунок 4.15 - Місця застосування віброізоляційного матеріалу (червоним)

Таблиця 4.6 - Властивості пороеластичного матеріалу

Щільність	1200 кг/м ³
Модуль Юнга	43 МПа
Коефіцієнт Пуассона	0

Аналіз моделі проводиться на частотах 5-200 Гц. Результати аналізу представлені на рис. 4.16.

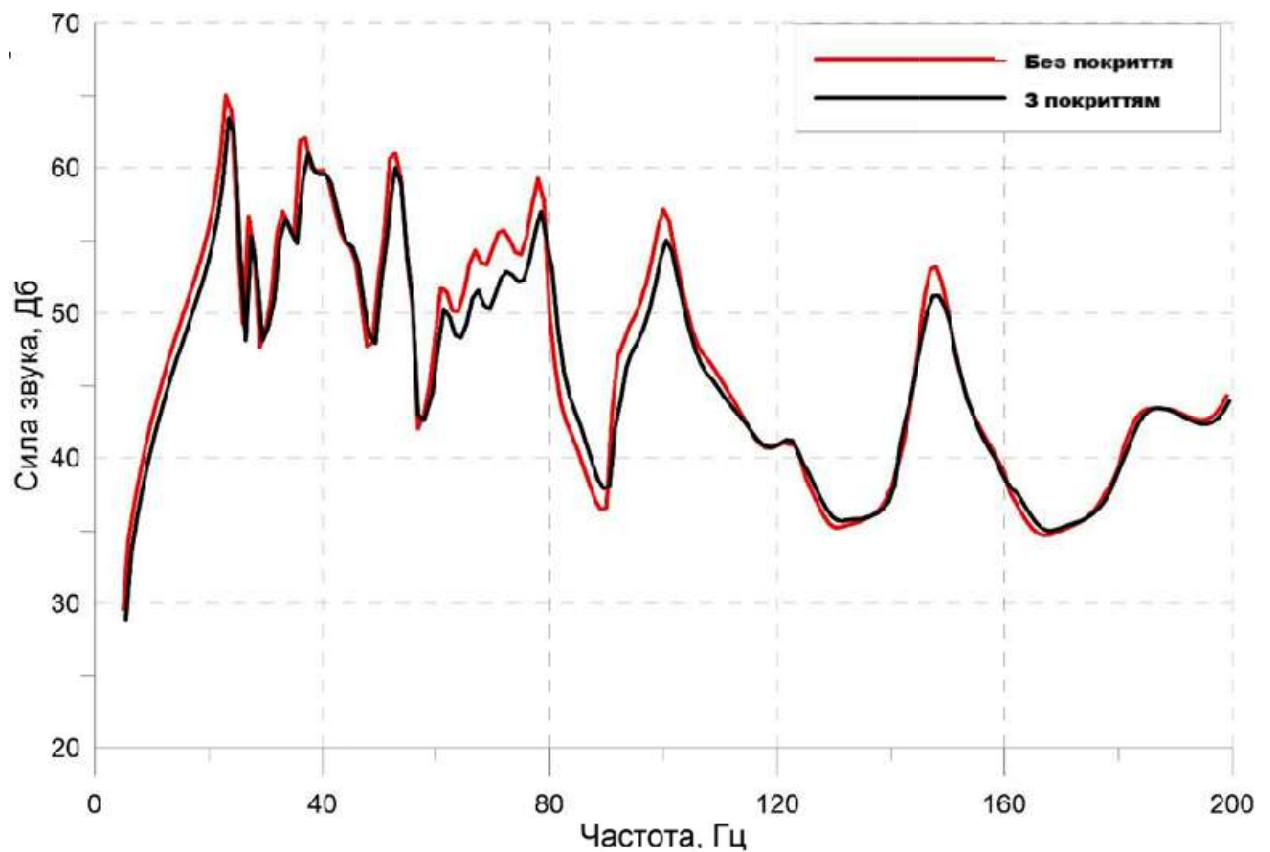


Рисунок 4.16 - Порівняння рівнів акустичного тиску у внутрішньому об'єму салону автомобіля

За результатами моделювання видно, що внесення віброізоляційного матеріалу на підлогу салону та моторний щит дозволило знизити акустичне тиск на всій частотній смузі, що досліджується.

Найбільш значне зниження акустичного тиску було досягнуто на 149 Гц і становило 1.82 Дб (3.4%).

4.2.2. Аналіз акустичного поля салону автомобіля на високих частотах

Для аналізу акустичного поля салону автомобіля було розроблено модель для аналізу методом СЕА. Для початку необхідно провести спектральний аналіз коливальних мод виявлення меж застосовності методу СЕА даної моделі. Розглядається стандартне третьоктавне розбиття. На рис.4.17 наведено

Для зниження рівня шуму в салоні розглядається внесення звукопоглинаючого покриття на моторний щит та підлогу. Покриття проектується з міркувань оптимальності, аналогічно п.4.1.3. Оскільки в данному випадку акустичне поле має іншу форму, очікується інший склад покриття.

Покриття, отримане в результаті оптимізації, має наступний склад:

№ шару	Матеріал	Товщина, мм
1	Меламінова піна	1
2	Полімерне волокно	19

Порівняння акустичного тиску без покриття та з ним наведено на рис.4.19

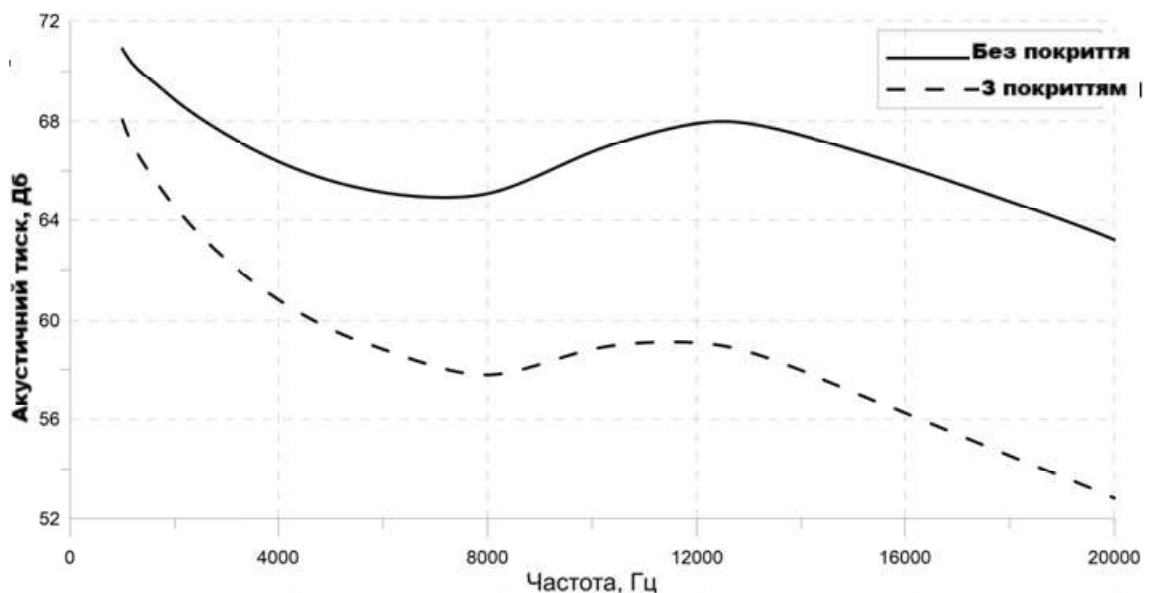


Рисунок 4.19 - Ефект від внесення оптимізованого шумоізоляційного покриття до конструкції автомобіля на високих частотах

За результатами аналізу видно ефективність застосування шумопоглинаючих покриття, наприклад, внесення аналізованого шумоізоляційного покриття дозволило знизити рівень акустичного тиску на 10-

15%.

Варто відзначити наявність проміжку 200-1000 Гц, у якому проводиться аналіз акустичного поля. Цей проміжок може бути оцінений ні з погляду МКЭ оскільки вимагає зменшення сітки, що призведе до значного зростання обчислювальних і часових витрат, ні з погляду СЕА оскільки частина акустичних систем немає достатньої кількості резонансних мод на проміжку до 1000 Гц. Для оцінки цього частотного проміжку потрібна розробка гібридної методики, що виходить за ресурсні можливості магістерської роботи.

4.3 Рекомендації до методики віртуальних випробувань

Проведене вивчення акустичних систем, явища звукопоглинання, а також вивчення та подальше застосування чисельних методів дозволяє сформулювати рекомендації щодо методики віртуальних випробувань та оптимізації шумопоглинаючих покриттів.

Отже, першим етапом є отримання початкових даних. Під початковими даними маються на увазі стандартні для поточних методик характеристики - форма підлоги, цільові показники за масою, складом і ціною покриття. На основі початкових даних проводиться каскадування матриці мети із постановкою задачі на проектування.

Після формування матриці мети процес проектування розбивається на два етапи – проектування віброізоляційного покриття для зниження звукового тиску на низьких частотах та проектування покриття шумопоглинаючого для високих частот.

При проектуванні покриття працюючого на низьких частотах рекомендується застосовувати МКЕ, а також покриття з високою щільністю, так як на низьких частотах фактором, що діє, масове демпфування.

На високих частотах входять інші механізми звукопоглинання, що потребує ґрунтовнішого підходу до проектування покриття. Для розрахунку

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рекомендується застосовувати метод СЕА, попередньо переконавшись у його застосуванні на спектрі частот, що розглядається, за допомогою чисельного або аналітичного аналізу модальної щільності. На даному етапі особливо важливий правильний підбір співвідношень товщин і матеріалів шарів, у зв'язку з чим рекомендується застосовувати методи параметричної оптимізації з обмеженнями на товщину шарів і масу покриття, а також, при необхідності, на ціну виробу. На цьому етапі проектування покриття може бути проведено т.зв. «Віртуальні випробувальні стенди», які створюють акустичне поле, порівнянне з полем автомобіля для якого проектується покриття.

По отриманню покриття, що задовольняє цільовим показникам, рекомендується проведення віртуальних випробувань на повномасштабних моделях з урахуванням всього спектра вхідних навантажень, що дозволить зробити висновок про якість покриття.

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						72
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Розділ 5. Техніко-економічне обґрунтування методики

Найважливішою характеристикою інноваційної технології є надання можливості розв'язання абсолютно нового завдання чи можливість вирішення традиційної задачі ефективнішим способом. У цьому розділі буде розглянуто питання технічної та економічної доцільності застосування запропонованої методики комп'ютерного інжинірингу для проектування шумоізоляційних покриттів.

Для початку, буде проведена оцінка вартості складових циклу проектування шумоізоляційного покриття традиційним методом, що включає багаторазові натурні випробування. Оцінку витрат надано одним із лідерів ринку шумоізоляційних покриттів.

Таблиця 5.1 - Оцінку витрат

Тип витрат	Сума, тис. грн/міс
Фонд оплати праці інженера-проектувальника	60
Фонд оплати праці працівника лабораторії	40
Вартість виробництва прототипу покриття	50
Вартість проведення натурних випробувань	15
Вартість утримання майданчика для проведення натурних випробувань	20
Супутні витрати	5

Проектування покриття в такий спосіб займає близько 1.5-2 місяці, протягом яких проводиться близько 5-7 натурних випробувань. Натурні випробування закінчуються в той момент, коли шумоізоляційні властивості покриття потрапляють до спектра прийнятних результатів та їх кількість обмежена бюджетом на розробку. Звичайно, в такому випадку неможливо говорити про гранично оптимальну конструкцію покриття.

										Арк.
										73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

МРТАМ 24.23596.000 ПЗ

відмовлятися від участі так як така оцінка не доступна при застосуванні традиційних методів.

Метод комп'ютерного інжинірингу дозволяє у стислі терміни проводити оцінки величезної кількості варіацій застосовуваних матеріалів карт їх розташування, що безпосередньо впливає співвідношення ціна/якість кінцевої продукції.

Таким чином, економічна та технічна доцільність запропонованої методики проектування очевидна, її застосування позитивно впливає на якість продукції, зручність і гнучкість процесу проектування, економіку розробки.

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						75
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Висновок

Метою даної роботи є розробка методики випробувань та оптимізації багат шарових шумоізоляційних покриттів на основі інструментарію чисельних методів та віртуальних випробувань. Дана методика дозволяє проводити процес проектування покриття з цільовими параметрами швидким та ефективним способом знижуючи вартість проектування.

У процесі виконання роботи було проведено вивчення фізики акустичних процесів, сприйняття звуку людиною, а також питань, пов'язаних із звукопоглинанням у різних середовищах.

Далі на прикладі автомобіля було розглянуто джерела шуму в транспортних засобах, шляхи передачі звуку до області детектування та способи зниження рівня шуму. У другому розділі також було розглянуто методику проектування шумоізоляційних покриттів традиційним способом.

Третій розділ містить у собі опис емпіричних та чисельних методів моделювання акустичних процесів. У розділі розглядаються метод кінцевих елементів, метод статистичного енергетичного аналізу, а також моделі Делані-Базі та Мікі.

Складена теоретична база дозволила поставити низку модельних завдань, що продемонстрували основні акустичні явища. На прикладі найпростішої акустичної системи було проведено демонстрацію впливу резонансних мод на акустичне поле. За допомогою модельних завдань також була показана різниця у методах зниження шуму на високих та низьких частотах, а також метод оптимізації шумопоглинаючого покриття. Після аналізу результатів модельних завдань було наведено схему оцінки якості покриття для транспортного засобу та проведено повномасштабне моделювання з метою зниження шуму в салоні автомобіля.

У заключному розділі наведено опис економічної та технічної актуальності методики віртуальних випробувань.

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, за результатами даної роботи запропоновано економічно вигідний спосіб проведення випробувань та оптимізації покриттів, що дозволяє вважати поставлені цілі досягнутими. Запропонована методика може бути застосована у процесі проектування багат шарових шумопоглинаючих покриттів.

					<i>МРТАМ 24.23596.000 ПЗ</i>	Арк.
						77
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ДОДАТКИ

					МРТАМ 24.23596.000 ПЗ	Арк.
						79
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		