

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

на тему «Зміна акустичних характеристик трактора класу 1,4»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Павленко М.Ю.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Красько Тарас Юрійович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

тракторів і автомобілів та

д.т.н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Красько Тарасу Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Зміна акустичних характеристик трактора класу 1,4»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: 01.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: характеристики та конструктивні особливості глушників, що використовуються на тракторах універсально-просапних та загального призначення, бульдозерах тощо

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1 Стан питання та постановка завдання дослідження

2 Розробка вимог щодо ефективності глушників шуму вихлопу двигунів внутрішнього згоряння

3 Дослідження глушників шуму вихлопу двигунів внутрішнього згоряння транспортних машин

4 Розробка рекомендацій щодо проектування глушників шуму вихлопу двигунів внутрішнього згоряння

Висновки _____

Перелік графічного матеріалу: Вступ. Стан питання та аналіз існуючих досліджень. Теоретичні дослідження. Запропоноване технічне рішення. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Красько Т.Ю.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Павленко М.Ю.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 67 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 11 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Зміна акустичних характеристик трактора класу 1,4».

У ході виконання дипломного проекту було розроблено розрахункові схеми та математичні моделі, що описують внесок шуму вихлопу у зовнішнє звукове поле та в кабінку транспортної машини з урахуванням прямого, відбитого і дифрагованого звуку. На основі аналізу сучасних конструкцій глушників, зокрема компанії Caterpillar Inc., сформовано понад 30 розрахункових моделей. Отримано узагальнені залежності ефективності глушників від їх об'єму, наявності звукопоглинання та конструктивних параметрів.

Теоретичні дослідження показали, що збільшення об'єму підвищує ефективність на низьких і середніх частотах, а перфорація, перегородки та повороти потоку забезпечують широкий частотний діапазон приглушення, хоча можуть збільшувати протитиск. Застосування звукопоглинання суттєво покращує характеристики у середньо- та високочастотній області навіть при частковому покритті поверхонь, тоді як форма корпусу не впливає на акустику, але може змінювати протитиск. Розроблено практичні рекомендації щодо проектування глушників з акцентом на об'єм камер, перфорацію та організацію потоку. Запропоновано дослідну конструкцію глушника для тракторів із трьома камерами, перфорованими елементами, звукопоглинанням і поворотом потоку на 90° без використання.

Ключові слова: шум вихлопу; глушник; двигун внутрішнього згоряння; звукопоглинання; транспортні машини.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1 Короткий опис об'єктів дослідження та процесів шумоутворення в транспортних машинах.....	8
1.2 Норми шуму транспортних машин	9
1.3 Зниження шуму вихлопу двигунів внутрішнього згоряння транспортних машин глушниками.....	11
1.4 Зв'язок конструктивного виконання глушників з їх ефективністю	14
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА ВИМОГ ЩОДО ЕФЕКТИВНОСТІ ГЛУШНИКІВ ШУМУ ВИХЛОПУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	25
2.1. Акустичні характеристики трактора МТЗ-82	25
2.2 Внесок випуску до зовнішнього та внутрішнього звукових полів транспортних машин.....	27
2.2.1 Основні припущення та межі розрахунків	27
2.2.2 Розрахунок зовнішнього звукового поля від випуску	28
2.2.3 Розрахунок вкладу шуму випуску в кабінку.....	31
2.3 Визначення акустичних вимог щодо ефективності глушників.....	33
2.4 Розрахунок необхідної ефективності глушника	34
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ГЛУШНИКІВ ШУМУ ВИХЛОПУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН.....	41
3.1 Моделі глушників, що досліджувались	41
3.2 Зв'язок ефективності та протитиску в глушниках з їх конструктивним виконанням	53
3.2.1 Дані щодо ефективності моделей глушників.....	53
3.2.2 Зв'язок ефективності та протитиску глушника з об'ємом	54
3.2.3 Вплив перфорації та числа камер.....	55
3.2.4 Вплив повороту потоку на виході із глушника	56

3.2.5 Вплив звукопоглинання	56
3.2.6 Вплив взаємного розташування вхідного та вихідного патрубків	57
3.2.7 Порівняння ефективності глушників різного конструктивного виконання із застосуванням перфорованих трубок.....	57
3.2.8 Порівняння глушників із різним числом m	58
3.2.9 Вплив діаметра вихідного патрубка.....	59
3.2.10 Вплив резонансного елемента в глушнику	59
3.2.11 Вплив форми корпусу глушника.....	59
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ ГЛУШНИКІВ ШУМУ ВИХЛОПУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	60
4.1 Рекомендації щодо проектування та вибору глушників.....	60
4.2 Розробка конструкції глушника шуму вихлопу тракторів	61
ВИСНОВКИ.....	63
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	66
ДОДАТКИ.....	68

ВСТУП

Транспортні машини – найбільш масова продукція машинобудування. У рік у всьому світі виробляються мільйони вантажних та легкових автомобілів, тракторів, будівничо-дорожніх машин. Більшість транспортних машин обладнується двигунами внутрішнього згоряння, під час роботи яких виникає шум високої інтенсивності. Цей шум випромінюється як у навколишнє середовище, що призводить до акустичного забруднення, так і проникає в кабіни, на робочі місця операторів, створюючи загрозу здоров'ю працюючих. Основним джерелом акустичного забруднення у містах є автомобільний транспорт.

Однак будівельно-дорожні машини та інші машини на базі тракторів, часто – найбільш інтенсивні джерела шуму. Масштаби впливу акустичного забруднення у містах величезні, від 30 до 50% населення піддаються впливу шуму, що перевищує норми. Підвищений шум за даними фахівців є причиною майже 30% захворювань у містах, де акустичне забруднення, що характеризується еквівалентним рівнем звуку, досягає 70...75 дБА (норма в денний час – 55 дБА), тобто перевищення досягає 15...20 дБА або в 3...4 рази за суб'єктивними відчуттями гучності.

Підвищений шум, дії якого піддаються оператори транспортних машин, при тривалому впливі призводить до погіршення слуху та зниження працездатності.

Проблема захисту від шуму є важливою науково-технічною проблемою. Захист від шуму – пріоритетний напрямок розвитку сучасного суспільства. Захист від шуму здійснюється за багатьма напрямами, до основних, у тому числі, слід віднести розробку і законів боротьби з шумом, створення методів і засобів захисту від шуму. Так, зараз йде безперервне посилення норм із зовнішнього шуму автомобілів: за останні 30 років норми шуму різних груп автомобілів знижено на 10...14 дБА, що, відповідно, вимагало й розробки засобів, які забезпечують необхідне зниження шуму.

Посилилися також і норми шуму тракторів. Так, у нашій країні норми шуму в кабінах транспортних машин за останні 30 років знижено на 10 дБА.

Загальна тенденція розвитку транспортних машин – підвищення швидкостей, потужності силових установок, а також безперервне зростання кількості транспортних систем. Все це веде до збільшення шуму, що випромінюється транспортними машинами, а також збільшення акустичного навантаження на операторів і навколишнє середовище.

Сучасні транспортні машини обладнані комплексом ефективного шумозахисту: звукоізолюючими кабінами, капотами, глушниками шуму вихлопу і всмоктування двигунів внутрішнього згорання, системами віброізоляції двигунів, кабін та ін. Щоб забезпечувати нові вимоги до шумозахисту необхідно розробляти нові засоби, досліджувати та вдосконалювати наявні.

До основних джерел шуму транспортних машин, обладнаних двигунами внутрішнього згорання, відноситься шум випуску. Шум незаглушеного випуску може досягати 140 дБА (больовий поріг), що у багато разів перевершує шум решти джерел шуму. Тому всі, без винятку, транспортні машини обладнуються штатними глушниками шуму вихлопу двигунів внутрішнього згорання. Розробка глушників шуму вихлопу – важливий напрямок шумозахисту транспортних машин.

У галузі розробки та виробництва глушників працюють сотні фірм та тисячі фахівців. У цій галузі відсутня скільки-небудь серйозна уніфікація: майже до кожної нової транспортної машини створюється свій глушник.

Незважаючи на велику кількість розробок у галузі глушників, залишається низка нез'ясованих питань. До головних проблем, на наш погляд, слід віднести відсутність обґрунтованих вимог до акустичної ефективності, а також узагальнених та практично реалізованих рекомендацій щодо проектування глушників.

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Короткий опис об'єктів дослідження та процесів шумоутворення в транспортних машинах

Машина – пристрій, що виконує механічний рух для перетворення матеріалів або енергії. Залежно від призначення розрізняють енергетичні та робочі машини (рис. 1.1). Енергетичні машини, які призначені для перетворення будь-якого виду енергії в механічну енергію, називаються двигунами (наприклад, двигуни внутрішнього згоряння). Робочі машини поділяються на технологічні та транспортні (рис. 1.1). До технологічних машин відносяться, наприклад, металообробні верстати, до транспортних – автомобілі, літаки, трактори та ін.



Рисунок 1.1 – Коротка класифікація машин

В роботі розглядається група транспортних машин [1 – 10], які здійснюють роботу при пересуванні по поверхні та оснащені двигуном внутрішнього згоряння. До таких машин можна віднести трактори, автомобілі, самохідну

будівельно-дорожню техніку (навантажувачі, екскаватори, бульдозери, автогрейдери та ін.).

При цьому, шум у кабіну транспортної машини проникає кількома шляхами: через перегородку дизельного відсіку; від корпусу двигуна; від всмоктування та вихлопу через огороження кабіни зовні; від вентилятора та корпусу двигуна через огороження капота назовні, а потім через поверхню огороження в кабіну. Зовнішній шум утворюється із вкладу вихлопу, всмоктування, вентилятора та корпусу двигуна.

1.2 Норми шуму транспортних машин

Норми шуму в кабінах та салонах транспортних машин, наведені в ДСН 3.3.6.037-99, приведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Норми шуму у кабінах транспортних машин

№	Робоче місце	Рівні звукового тиску, дБ, в октавних смугах частот, Гц									Рівні звуку, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	Робочі місця водіїв та обслуговуючого персоналу вантажних автомобілів	100	87	79	72	68	65	63	61	59	70
2.	Робочі місця водіїв легкових автомобілів	93	79	70	63	58	55	52	50	49	60

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.	Робочі місця водіїв та обслуговуючого персоналу тракторів, самохідних шасі та будівельно-дорожніх машин	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Норми зовнішнього шуму транспортних машин наведено у табл. 1.2 [12, 13].

Таблиця 1.2 – Норми зовнішнього шуму транспортних машин

№	Тип або категорія транспортних машин	Допустимі рівні звуку, дБА
1	Легкові автомобілі	74
2	Вантажні автомобілі з масою більше 3500 кг, потужністю двигуна менше 150кВт	78
3	Вантажні автомобілі з масою більше 3500 кг, потужністю двигуна більше 150 кВт	80
4	Трактори та будівельно-дорожні машини	80

Таким чином, для тракторів норма як внутрішнього, так і зовнішнього шуму становить 80 дБА.

Щоб зрозуміти ступінь актуальності боротьби з шумом на транспортних машинах, було виконано аналіз літературних джерел [12 – 24]. Аналіз наведених даних показує, що майже на всіх розглянутих машинах шум, як в кабіні, так і в навколишньому середовищі перевищує норми загалом на 5...10 дБА, тобто, зниження шуму на багатьох транспортних машинах – актуальне завдання.

1.3 Зниження шуму вихлопу двигунів внутрішнього згоряння транспортних машин глушниками

Шум вихлопу має важливий вплив на процеси шумоутворення транспортних машин. За відсутності глушника як зовнішній, так і внутрішній шум визначатиметься тільки шумом вихлопу. Це легко можна зрозуміти з даних, наведених в роботі [25].

Зовнішній шум при встановленому глушнику знижено на 34 дБА, а шум у кабіні – на 43 дБА, тобто, шум вихлопу без глушника в багато разів інтенсивніший за інші джерела. Тому на всіх без винятку транспортних машинах з двигуном внутрішнього згоряння газовипускний тракт обладнаний глушниками шуму випуску.

Література, що присвячена глушникам шуму вихлопу двигунів внутрішнього згоряння, надзвичайно велика. Покажемо, на яких принципах працюють глушники шуму вихлопу двигунів внутрішнього згоряння, аналізуючи роботи [12 – 14, 26 – 35].

Глушник – пристрій, який служить для перетворення енергії, що встановлюється наприкінці газовипускного тракту з метою зниження шуму. До глушника шуму випуску пред'являються суперечливі вимоги: максимально можливе зниження шуму та мінімально можливий опір руху газового потоку. Характер процесів, які відбуваються у глушнику, можна зрозуміти з рівняння балансу звукової потужності, запропонованого Р.П. Старобінським [12]. Рівняння балансу звукової потужності у глушнику (рис. 1.2) має наступний вигляд:

$$W_{\text{прох}} = W_{\text{вх}} - (W_{\text{відб}} + W_{\text{погл}} + W_{\text{випр}}) + W_{\text{ген}}, \quad (1.1)$$

де $W_{\text{прох}}$, $W_{\text{вх}}$, $W_{\text{відб}}$ – відповідно потужність, що пройшла через глушник, що подана на вході в глушник і відбита в глушнику; $W_{\text{погл}}$ – потужність, що поглинена в глушнику; $W_{\text{випр}}$ – потужність, що випромінюється корпусом глушника; $W_{\text{ген}}$ – потужність, що генерується в глушнику.

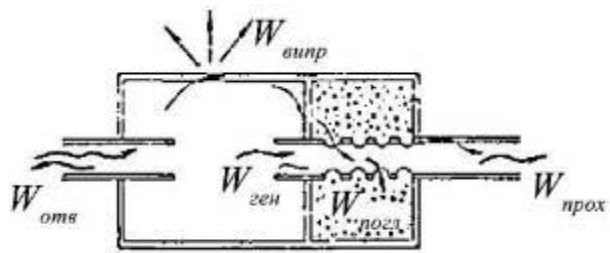
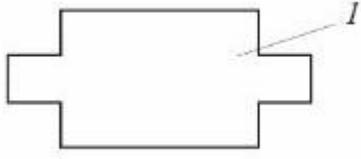


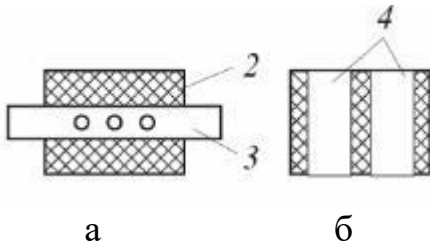
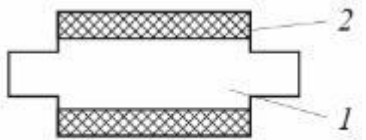
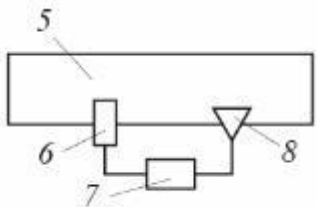
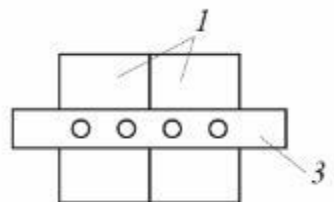
Рисунок 1.2 – Розподіл потоків звукової енергії у глушнику

З аналізу балансу звукової енергії видно, що звукова енергія поглинається або відбивається в елементах глушника, забезпечуючи його функціонування. Частина енергії випромінюється корпусом, в елементах глушника при проходженні газового потоку також може генеруватися звукова енергія, впливаючи на ефективність шумозаглушення.

Крім принципів поглинання та відбиття (і їх комбінації) в глушниках використовується активне шумозаглушення шляхом інтерференції звукових хвиль (активні глушники) і резонансне шумозаглушення (резонансні глушники). Загальна класифікація глушників наведена в роботі [13] і представлена в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Класифікація глушників шуму

№ з/п	Тип глушника	Схема	Позначення на схемі
1	2	3	4
1	Реактивний		1 – розширювальна камера (фільтр)

1	2	3	4
2	Абсорбційний		2 – звукопоглинаючий матеріал (ЗПМ); 3 – отвори в трубі; 4 – пластина
3	Комбінований		
4	Активний		5 – канал; 6 – мікрофон; 7 – система перетворення звуку; 8 – динамік
5	Резонансний		

В роботі М. Хекла [20] зазначається, що в глушниках здійснюється перетворення звукової енергії в теплову в результаті тертя об стінки труб або внаслідок нелінійних ефектів у місцях зміни перерізів, в звукопоглинаючих матеріалах, перфорованих елементах. Ці заходи позначаються також на русі потоку, що призводить до додаткових втрат.

Ефективність глушника в загальному вигляді може бути розглянута у вигляді:

$$\Delta L = \text{const} + 10 \lg \Delta P, \quad (1.2)$$

де ΔP – втрати тиску в системі вихлопу.

Про цю особливість роботи глушників також йдеться в роботі Клюкіна [9], де втрати тиску розраховуються як:

$$\Delta P = \xi \frac{v^2 \nu}{2g}, \text{ мм.вод.ст.}, \quad (1.3)$$

де ξ – коефіцієнт опору глушника; v – середня швидкість на вході в глушник, м/с; ν – об’ємна вага газу, кг/м³; g – прискорення сили тяжіння, м/с².

В роботі М.А. Розумовського [14] так само, як і у М. Хекла, вказується на зв’язок ефективності глушника з втратами тепла: він запропонував ефективність глушників визначати як:

$$\Delta L_{\text{эл}} = 10 \lg \frac{T_2}{T_1}, \text{ дБ}, \quad (1.4)$$

де T_2 , T_1 – відповідно, температура на виході з глушника та вході в глушник.

В роботі Н.І. Іванова [13] показано, що газовий потік робить істотний внесок у картину перетворення енергії глушниками. Там, де потік має невелику швидкість, глушник виконує роль акустичного фільтра, поглинаючи або відбиваючи частину звукової енергії. Там, де є струмінь газів, що рухається з великою (> 60 м/с) швидкістю, глушник працює як система, що перетворює газовий потік, знижуючи його тиск, пульсації, швидкість та (або) температуру.

Таким чином, виходячи з вищевикладеного, всі глушники можна умовно поділити на два великі класи: акустичні фільтри; гасники енергії газового потоку.

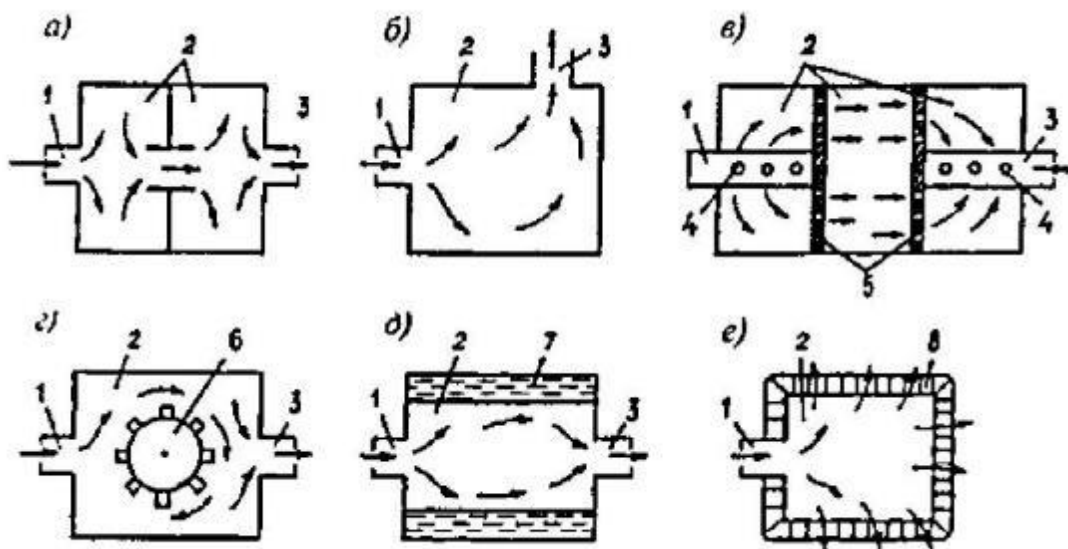
В проаналізованих роботах дано найзагальніше уявлення про глушники та принципи їхньої роботи. Існує безліч методів розрахунку глушників шуму випуску двигунів внутрішнього згоряння [16 – 28], проте вони дуже складні. Розглянемо докладніше зв’язок конструктивного виконання глушників з їх ефективністю.

1.4 Зв’язок конструктивного виконання глушників з їх ефективністю

Конструкцій глушників безліч, і щорічно у світі з’являються сотні нових патентів на глушники, у тому числі і пн глушники шуму вихлопу двигунів

внутрішнього згоряння. Не розглядаючи оригінальні та принципово нові конструкції, обмежимося розглядом лише тих глушників, які використовуються для зниження шуму вихлопу на транспортних машинах.

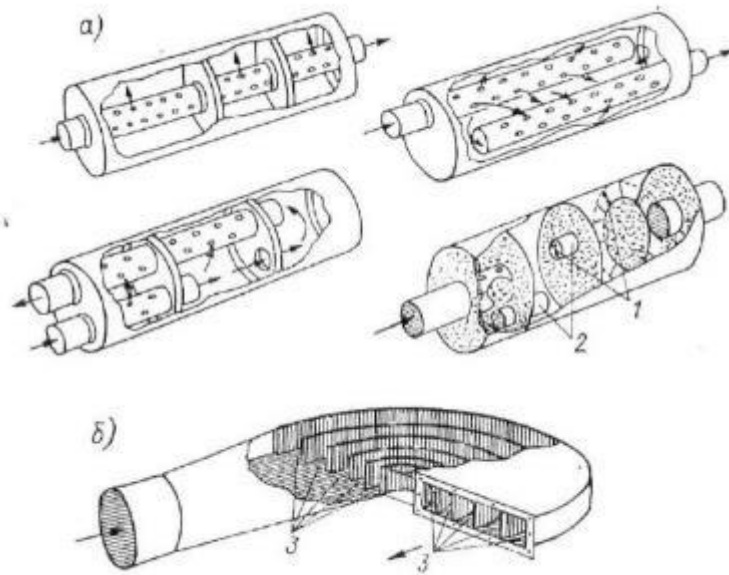
Ці глушники за своїм конструктивним виконанням дуже різноманітні. Це можна побачити з рис. 1.3 [13], 1.4 [30] та 1.5.



а – двокамерний із сполучною трубкою; б – однокамерний з поворотом потоку; в – трикамерний з поділом потоку; г – механічний; д – температурний; е – фрикційний

1 – вхідний патрубок; 2 – розширювальна камера; 3 – вихідний патрубок; перфорована трубка; 5 – перфорована перегородка; 6 – турбіна; 7 – водяна сорочка; 8 – пористий матеріал

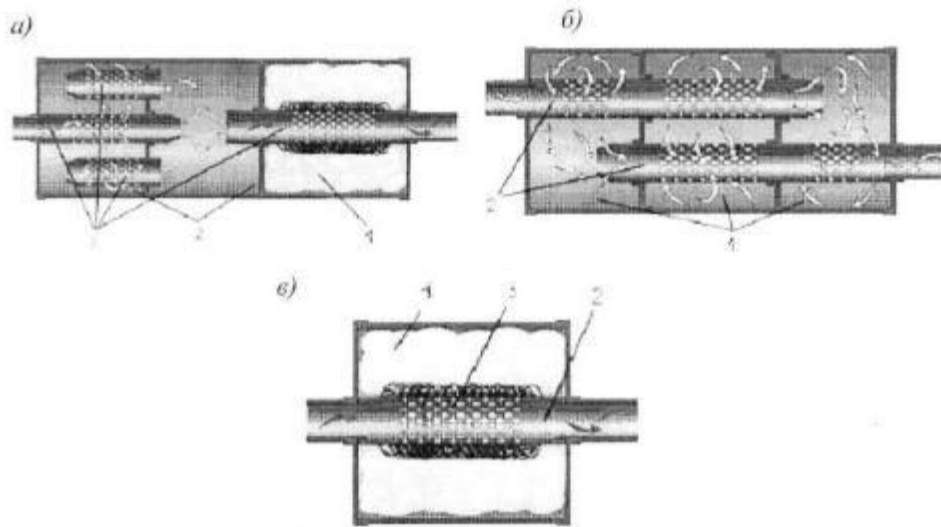
Рисунок 1.3 – Схеми глушників, що впливають на газовий потік



а – резонансні; б – інтерференційні;

1 – перепади перерізів; 2 – горло резонатора; 3 – обхідні канали

Рисунок 1.4 – Конструкції реактивних глушників



а – комбінований (1 – дисипативна камера; 2 – резонансні камери; 3 – перфоровані труби); б – реактивний лабіринтний (1 – камери; 2 – перфоровані труби); в – дисипативний прямоточний (1 – камера, що заповнена мінеральною ватою; 2 – перфорована труба; 3 – плутанка)

Рисунок 1.5 – Конструкції глушників

Глушники, що представлені на даних рисунках, відрізняються конструктивним виконанням, принципом дії, числом і видом конструктивних

елементів. Щоб зрозуміти, що в них є основним, які фактори та конструктивні елементи впливають на ефективність, проаналізуємо літературні дані, в яких дано спроби такий зв'язок встановити або відзначити.

В роботі [10] виконано дослідження акустичних характеристик глушника шуму випуску. Відзначено різке зростання шуму на високих частотах, а також суттєвий вплив кінцевого перерізу труби на виході з глушника на шумоутворення. В роботах [8, 9] розглянуто вплив каталітичних допалювачів на акустичні процеси. Каталітичні фільтри, що містять волокнистий матеріал, дають додатковий, але невеликий ефект шумозаглушення.

В роботі [11] розглянуті мембранні поглиначі, що є комбінацією резонаторів Гельмгольца. Ці стільникові конструкції закриті тонким листом металу, вони поглинають звук у діапазоні частот 50...500 Гц, ефективність окремих частотах досягає 36 дБ. Ці конструкції складні у виготовленні.

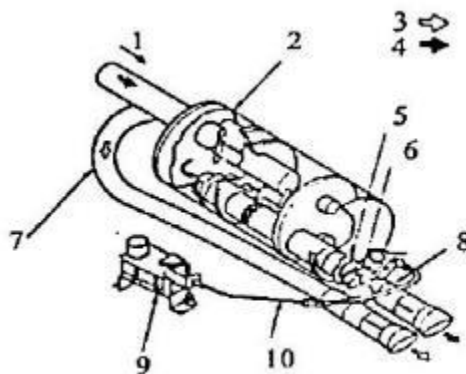
В останні роки в глушниках шуму вихлопу активно використовуються волокнисті звукопоглинаючі матеріали (ЗПМ). Дослідженню їх ефективності присвячена велика література, частина з якої проаналізована [11 – 15]. Зазначається, що застосування ЗПМ у глушниках вантажних автомобілів збільшує ефективну потужність двигунів на 10...15%, що знижує металоємність глушника за рахунок резонаторів [16, 19]. В роботі [11] показаний орієнтовний ефект від застосування ЗПМ у каналі, що становить до 3 дБ, на ширину каналу. При цьому ЗПМ у глушнику діє як високочастотний фільтр. В роботі [12] показано, що вплив потоку не позначається на ефективності звукопоглинання облицювання. В роботі [12] описується гібридний глушник, де ЗПМ для збільшення довговічності виготовляється з вуглецевого волокна, а корпус глушника – з епоксидної смоли. Глушник використовувався для автомобіля «Nissan». Було доведено, що такі глушники на 5...8 дБ ефективніші від штатних.

У багатьох глушниках знаходять застосування резонансні елементи [12 – 18]. Резонатори можуть бути виконані як у вигляді елемента складного конструктивного виконання [12, 17], так і як відрізок перфорованої труби. Так, в

роботі [12] описаний тороїдальний акустичний резонатор, горло якого виконано у вигляді щілини, що має довжину, рівну периметру циліндричного повітроводу. Горло резонатора зміщено відносно осі на радіус кола тора. Такий резонатор знижує рівень звукового тиску на 8 дБ на резонансній частоті.

Найчастіше у практиці використовуються резонатори Гельмгольца [9]. Резонаторний глушник знизив шум вихлопу до 95 дБ, а витрату палива – на 15% [13], що, до речі, не підтверджено даними будь-яких вимірювань.

Знаходить застосування і ідея регулювання глушників [13 – 18]. Так, в глушниках фірми Zeuna Starker встановлений пружний клапан. При підвищенні частоти обертання двигуна клапан відкривається, збільшуючи прохідний переріз. Це знижує швидкість газів і зменшує рівень шуму. В роботі [14] показано, що клапан у глушнику дозволяє додатково знизити шум до 8 дБ. Схема регульованого глушника показана на рис. 1.6.



1 – від двигуна; 2 – корпус глушника; 3 – потік при закритому клапані; 4 – потік при відкритому клапані; 5 – керуючий клапан; 6 – сполучний патрубков; 7 – довга вихлопна труба U-подібної форми; 8 – коротка вихлопна труба; 9 – пускач; 10 – пусковий трос

Рисунок 1.6 – Конструкція регульованого глушника

Однією з нових розробок у глушниках є застосування принципу активного шумозаглушення. Тут джерелом, розташованим у газовипускному тракті, створюється звук у протифазі. Такі глушники ефективні в низькочастотному діапазоні. Наприклад, в роботі [14] вказується гранична частота в 80 Гц.

Практично у будь-якій конструкції сучасного глушника використовується перфорація [1, 4, 5]. Так, наприклад, фірма Ford розробила новий тип глушників з перфорацією діаметром 3 мм. Організація газового потоку здійснюється таким чином, що вихлопні гази частково потрапляють через перфорацію в об'єм, що розширюється [14]. Така система дозволяє зменшити протитиск у системі на 3...5%.

У літературі зустрічаються описи реактивних глушників з перегородками і сполучними трубками [1, 4, 6, 8], а також розглядаються елементи інших конструкцій.

Так фірма BMW застосувала глушники зі збільшеним діаметром випускної труби, що призвело до зниження шуму [4].

Аналізуючи розглянуті джерела відзначимо, що отримана інформація носить констатуючий характер, з цієї інформації можна визначити основні тенденції в конструюванні глушників: вибрати основні конструктивні елементи, але не є можливим оцінити їх переваги (або недоліки), а також запроектувати глушник, що складається з декількох елементів з наперед обраними властивостями.

Вирішення багатьох із порушених проблем лежить на шляху виконання порівняльних випробувань глушників з різними конструктивними елементами, виконаних в єдиних умовах. До найповніших робіт у цьому напрямі слід віднести дослідження, викладені у [12, 13, 15, 25]. Для того щоб глибше зрозуміти основні тенденції у проектуванні глушників та проаналізувати їх конструктивні особливості та акустичну ефективність, виконаємо порівняння результатів досліджень, виконаних Н.І. Івановим, Б.Л. Машарським [12, 13] та А.С. Терентьєвим [15].

В роботах [12, 13] викладено результати порівняльних випробувань 16 типів моделей різних глушників. Випробовувалися три типи глушників: реактивні (розширювальні з елементами згладжування газового потоку),

резонансні (глушники, в яких газовий потік слабо перетворюється) і комбіновані, де використані обидва принципи.

Випробування проводилися на дизельному двигуні потужністю 55 кВт, що встановлюється на будівельних машинах. У випробуваних моделях глушників для перетворення газового потоку використовувалися розширювальні камери, перфоровані перегородки та сполучні трубки.

При цих випробуваннях проводилися вимірювання рівнів звукового тиску в $1/3$ октавних смугах частот, дБ, і рівнів звуку, дБА. Протитиск не вимірювалося.

Аналіз результатів випробувань трикамерного глушника і двокамерного з вхідною і вихідною перфорованими трубами показують, що ефективність останнього на високих частотах дещо вища, ніж першого, тобто перфоровані труби ефективніше згладжують газовий потік, ніж отвори в перегородках. На низьких частотах ефективність двокамерного глушника з перфорованою сполучною перегородкою в середньому на 5...19 дБ, а на окремих частотах на 20 дБ вище, ніж трикамерного глушника.

Це відбувається у зв'язку з повнішим використанням корисного об'єму глушника.

Порівняння ефективності глушників, на виході одного з яких встановлена перфорована перегородка, а іншого – труба, показує, що перший на 3...6 дБ більш ефективний на дуже високих частотах (вище 4000 Гц) через більшу площу перфорації. В іншому частотному діапазоні глушник з перфорованою трубою є більш ефективним, особливо на низьких частотах.

Однокамерний глушник з перфорованими вхідний і вихідний трубами набагато ефективніший (в середньому на 7...15 дБ) майже у всьому діапазоні частот, ніж порожнистий глушник. Збільшення загальної площі перфорації запровадженням додаткової перегородки, тобто перетворення однокамерного глушника на двокамерний, позитивно впливає на акустичну характеристику глушника на високих частотах.

Ефективність резонансного однокамерного глушника на низьких частотах (25...250 Гц) на 6...12 дБ нижче ніж розширювального однокамерного глушника. Перший має погіршену характеристику на дуже високих частотах. У той же час резонансний глушник дещо кращий за камерно-розширювальний в діапазоні частот 500...2500 Гц. В цілому ефективність резонансного однокамерного глушника з наскрізною перфорованою трубою невелика.

Ефективність однокамерного розширювального глушника з перфорованою вхідною трубою і поворотом потоку газів дуже значна: на 5...7 дБ в діапазоні 25...250 Гц і на 12...15 дБ на високих частотах вище ефективності порожнистого однокамерного глушника.

Аналіз ефективності резонансних глушників, в одному з яких є труба з малою та частою перфорацією, а в іншому – з великими одиночними отворами, показав: заглушення останнього в діапазоні частот 315...1600 Гц в середньому на 9...16 дБ гірше, ніж першого. Можна припустити, що другий глушник не згладжує газовий потік і майже не працює як резонатор.

Поєднання в конструкції комбінованого глушника принципу резонансного і розширювального глушників дозволяє отримати істотне додаткове заглушення в порівнянні з резонансним глушником. Це заглушення становить від 3 до 6 дБ на низьких і від 6 до 12 дБ на високих (понад 2000 Гц) частотах. Комбінований двокамерний резонансно-розширювальний глушник у широкому діапазоні частот на 4...10 дБ ефективніше, ніж однокамерний глушник, за винятком низькочастотного діапазону 25...63 Гц, де ефективність обох глушників приблизно однакова.

Частотні характеристики трикамерного реактивно-розширювального глушника зі з'єднувальними перфорованими трубами (отвори в трубах великого діаметра) і трикамерного реактивно-розширювального глушника без труб практично не відрізняються майже у всьому діапазоні частот. Завдяки відсутності резонансів у однокамерного глушника з перфорованими вхідною і вихідною трубами (перфорація великого діаметра) більш високе (на 5...18 дБ)

заглушення на низьких частотах в діапазоні 25...100 Гц, ніж у аналогічного трикамерного глушника.

Найбільше заглушення отримано для двох глушників: реактивно-розширювального однокамерного з довгою перфорованою вхідною трубою, який знижує рівні звукового тиску на 15...30 дБ і рівні звуку на 15дБА; реактивно-розширювального двокамерного з вхідною та вихідною перфорованими трубами та перфорованою розділювальною перегородкою, що знижує рівні звукового тиску на 10...30 дБ, а рівні звуку – на 17 дБА.

Перший глушник дещо менш (на 5...10 дБ) ефективний у високочастотному діапазоні (2500...10000 Гц), але на 5...10 дБ ефективніший на низьких частотах (25...63 Гц).

Випробування показали, що резонансні глушники менш ефективні ніж реактивні. Глушник, що містить резонансний елемент, може мати підвищену ефективність в окремому частотному діапазоні.

Надмірне (більше трьох) збільшення числа камер є недоцільним. Ефект від перфорованих елементів досягається в широкому діапазоні частот. Ефективність глушників зростає зі збільшенням довжини шляху вихлопних газів у глушнику та площі перфорації. Глушники з дрібною та частою перфорацією більш ефективні, ніж з великою та рідкісною (при однаковій сумарній площі). Збільшення об'єму глушника збільшує його ефективність на низьких частотах, а поворот газового потоку збільшує заглушення в широкому діапазоні частот.

В роботі [11] було проведено докладні дослідження глушників шуму вихлопу тракторів. Усього було випробувано понад 30 варіантів різних глушників; при цьому вперше досліджувався зв'язок конструктивних параметрів глушника (об'єм, звукопоглинання, перфоровані перегородки та труби, поворот газового потоку) з його характеристиками – ефективність шумозаглушення, протитиск і відсоток відсмоктування пилу. У ході проведення експериментальних досліджень було встановлено наступне. При збільшенні об'єму глушника в 2 рази ефективність шумозаглушення зростає приблизно на 4

дБА, причому основний ефект шумозаглушення спостерігається на частотах 250...500Гц і становить 4...8дБ. На ефективність шумозаглушення більший вплив має діаметр розширювальної камери, ніж висота корпусу глушника. Для ефективного придушення низько- і середньочастотних складових шуму випуску, діаметр розширювальної камери повинен бути в 3,5...4 рази більший за діаметр впускного патрубку, а об'єм глушника – у 5...5,5 разів більший за робочий об'єм циліндрів двигуна внутрішнього згоряння. Зі збільшенням об'єму глушника протитиск у системі випуску зростає на 11...17%; величина відсотка відсмоктування пилу в системі при цьому суттєво не змінюється.

Використання в глушнику звукопоглинаючого матеріалу підвищує ефективність шумозаглушення на високих частотах на 1,5...2,5 дБ. Облицювання корпусу глушника звукопоглинаючим матеріалом призводить до підвищення протитиску, залежно від обсягу глушника, – на 2...4%; ефективність шумозаглушення та відсоток відсмоктування пилу при цьому істотно не змінюються.

При зменшенні діаметра отворів у перфорованій перегородці з діаметра 8 мм на діаметр 6,5 мм ефективність шумозаглушення на частотах 500...8000 Гц зростає на 1...1,5 дБ; зростання ефективності шумозаглушення за рівнем звуку становить 1,5 дБА. Збільшення діаметра отворів у перегородці з 8 мм на 15 мм призводить до погіршення акустичних характеристик (особливо на частоті 500 Гц). Використання перфорованих перегородок і труб у глушнику призводить до підвищення протитиску, яке можна визначити на основі гідравлічного розрахунку глушника.

Поворот газового потоку в глушнику на 90° за допомогою коліна підвищує ефективність шумозаглушення на низьких частотах на 1...3,5 дБ (залежно від об'єму глушника); акустичні характеристики на високих частотах при цьому погіршуються на 25...45 дБ. Застосування коліна для повороту газового потоку в глушнику призводить до зростання протитиску на 4...10% (також залежно від

об'єму глушника); відсоток відсмоктування пилу при цьому практично не змінюється.

Порівнюючи отримані авторами результати не можна не помітити суттєвих протиріч: отримано різні частотні діапазони зміни ефективності глушників зі зміною їх об'єму (у першому дослідженні – вплив у низькочастотному, у другому – у середньочастотному діапазонах); надзвичайно суперечливі відомості отримані про вплив повороту газів (у першому дослідженні це дуже суттєвий вплив, у другому – незначний); суперечливі дані отримані за впливом перфорації.

Якщо скористатися даними [12 – 15], то розбіжність між отриманими різними авторами даними зростають. Так, в ефективності різних елементів розбіжності можуть досягати 10...15 дБ. Це пояснюється різними методиками випробувань, різними підходами під час виборів об'єктів дослідження і навіть різною інтерпретацією результатів.

З усього викладеного можна зробити висновок: щоб отримати достовірні результати необхідно виконати нове експериментальне дослідження з метою виявлення ефективності глушників. При цьому, щоб більш адекватно інтерпретувати отримані результати, необхідно розробити методику випробувань, що дозволяє інтерпретувати фізичні процеси шумозаглушення в глушниках.

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА ВИМОГ ЩОДО ЕФЕКТИВНОСТІ ГЛУШНИКІВ ШУМУ ВИХЛОПУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

2.1. Акустичні характеристики трактора МТЗ-82

Дані про зовнішній шум і шум у кабіні трактора МТЗ-82 на номінальному режимі наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Акустичні характеристики трактора МТЗ-82 зі штатним глушником ($n = 1900$ об/хв)

Місце вимірюван ня шуму	Рівні звукового тиску, дБ, в октавних смугах частот, Гц									Рівні звуку, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Зовнішній шум ($S = 7,5$ м)	65	83	75	70	74	73	72	67	63	80
Шум в кабіні	92	94	90	87	82	79	79	72	67	87

Виконаємо порівняння отриманих результатів з нормами шуму, наведеними в попередньому розділі. Різниця між шумом у кабіні (табл. 2.1) та нормами шуму наведена у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Перевищення норм шуму в кабіні трактора МТЗ-82

Перевищення рівнів звукового тиску, дБ, в октавних смугах частот, Гц									Перевищення рівня звуку, дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
–	–	3	8	9	4	6	1	–	7

Аналіз показує, що відзначені перевищення шуму в кабіні на 3...9 дБ в діапазоні частот 125...2000 Гц або на 7 дБА (приблизно в 1,7 рази за суб'єктивним відчуттям гучності). Шум у зовнішньому звуковому полі трактора знаходиться на межі нормативних значень і при черговому посиленні норм або

при продажу в закордонні країни зовнішній шум також перевищуватиме норми (наприклад, на 5 дБА за норм 75 дБА).

Видається важливим зрозуміти, чи бере участь вихлоп у процесах шумоутворення для того, щоб визначити актуальність установки на тракторі більш ефективного глушника.

У табл. 2.3 наведено дані про акустичні випробування трактора при знятому глушнику, а на рис. 2.1 наведені спектри шуму зі встановленим і знятим глушником.

Таблиця 2.3 – Шум трактора МТЗ-82 без глушника ($n = 1900$ об/хв)

Місце вимірювання шуму	Рівень звукового тиску, дБ, в октавних смугах частот, Гц									Рівень звуку, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Зовнішній шум ($S = 7,5$ м)	68	90	79	72	79	76	77	70	65	83
Шум в кабіні	94	99	92	91	84	80	80	74	68	89

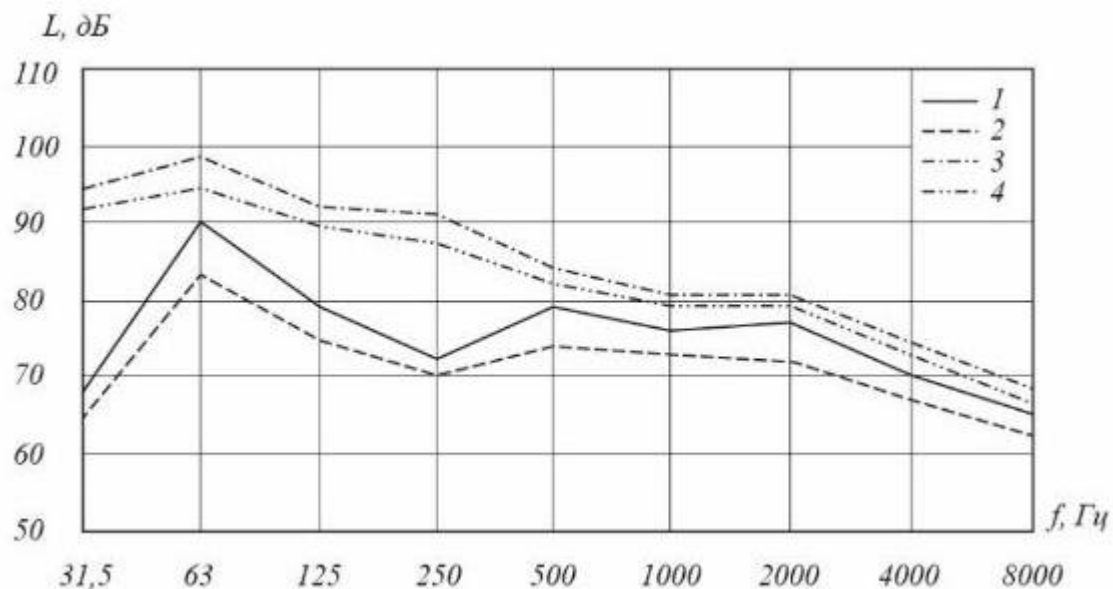


Рисунок 2.1 – Спектри шуму в кабіні (3, 4) та у зовнішньому звуковому полі (1, 2) зі знятим (2, 4) та встановленим (1, 3) штатним глушником

Аналіз даних, наведених на рис. 2.1, показує, що вихлоп дає помітний внесок у процеси шумоутворення як у кабіні, так і в зовнішньому звуковому полі у всьому нормованому діапазоні частот. Так, при знятому глушнику шум у кабіні збільшується на 2дБА (1...5 дБ у нормованому діапазоні частот), а у зовнішньому звуковому полі на 3 дБА (2...3 дБ у нормованому діапазоні частот). Шум незаглушеного вихлопу порівнюємо з внеском шуму інших джерел. Щоб встановити чисельні вимоги до глушника, необхідно визначити внесок шуму випуску у зовнішнє і внутрішнє звукові поля.

2.2 Внесок випуску до зовнішнього та внутрішнього звукових полів транспортних машин

2.2.1 Основні припущення та межі розрахунків

Основне припущення, що використовується в акустичних розрахунках, – некогерентність джерел шуму, що дозволяє використовувати принцип енергетичного складання акустичних сигналів. Крім того, при розрахунках шуму в замкнутих об'ємах (у нашому випадку – в кабінах транспортних машин) приймається припущення про дифузний характер звукового поля в кабіні. При цьому, використовуючи припущення, викладені в [13], межу квазидифузного поля можна отримати за умови:

$$f_{\text{диф}} = \frac{200}{\sqrt[3]{V}}, \text{ Гц}, \quad (2.1)$$

де V – об'єм кабіни.

Для окремого випадку кабіни трактора МТЗ-82, де об'єм кабіни становить $V = 2 \text{ м}^3$, $f_{\text{диф}} = 159 \text{ Гц}$, тобто достовірні результати розрахунків можна отримати з середньгеометричної частоти октавних смуг $f = 125 \text{ Гц}$ (межа розрахунків для кабіни).

Крім викладених, до основних припущень слід зарахувати такі: резонансні явища в кабіні при розрахунках не враховуються; випуск при розрахунках розглядається як точкове джерело сферичних звукових хвиль.

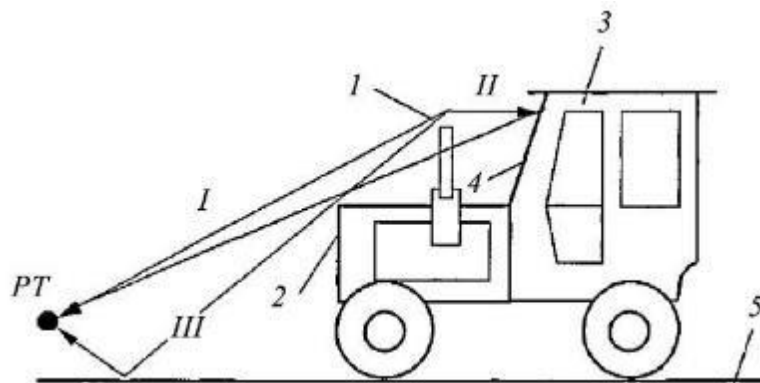
При виведенні розрахункових формул використовується правило [15]:

$$W_1 \rightarrow I_1 \rightarrow W_2 \rightarrow I_2 \rightarrow \dots \rightarrow W_n \rightarrow I_n$$

де W_i та I_i – акустична потужність та інтенсивність звуку відповідно.

2.2.2 Розрахунок зовнішнього звукового поля від випуску

Розрахункова схема наведена на рис. 2.2.



I – шляхи прямого проникнення звуку від первинного джерела; II – шлях від вторинного випромінювача; III – відбиття звуку від опорної поверхні

1 – випуск; 2 – капот; 3 – кабіна; 4 – вторинний випромінювач звуку; 5 – опорна поверхня, що відбиває

Рисунок 2.2 – Схема розрахунку зовнішнього звукового поля від випуску ДВЗ

У розрахунках приймається, що частина звуку потрапляє в розрахункову точку від випуску безпосередньо, частина – шляхом відбиття від опорної поверхні, а частина – шляхом відбиття від огорожувального елемента кабіни (вторинний випромінювач) і далі – в розрахункову точку. В розрахунковій точці ці три складові підсумовуються. Інтенсивність у розрахунковій точці:

$$I_{pm} = I_{np} + I_{вт} + I_{відб}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.2)$$

де I_{np} , $I_{вт}$, $I_{відб}$ – відповідно інтенсивність прямого звуку, вкладу від вторинного відбивача та інтенсивність відбитого звуку, Вт/м².

Визначимо доданки у формулі (2.2).

Значення прямого звуку, у припущенні, що випуск – точковий випромінювач:

$$I_{np} = \frac{W_{вип} \Phi}{\Omega r_{вип}^2}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.3)$$

де $W_{вип}$ – акустична потужність випуску, Вт; Φ – фактор спрямованості випуску; Ω – просторовий кут, в який відбувається випромінювання шуму випуску (прийmemo $\Omega = 2\pi$, тобто випромінювання відбувається у напівпростір); $r_{вип}$ – відстань від зрізу випускної труби до розрахункової точки, м.

Значення вкладу від вторинного випромінювача визначимо з використанням наведеного вище правила. Звук, що падає на поверхню кабіни, що відбиває:

$$I_{пад} = \frac{W_{вип} \Phi}{\Omega R_{каб}^2}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.4)$$

де $R_{каб}$ – відстань від зрізу випуску до кабіни, м.

Акустична потужність вторинного випромінювача:

$$W_{вт} = I_{пад} (1 - \alpha_{ел.каб.}^f) S_{каб}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.5)$$

де $\alpha_{ел.каб.}^f$ – частотно-залежний коефіцієнт звукопоглинання елемента огороження кабіни, на який падає звук від випуску (в окремому випадку – коефіцієнт звукопоглинання скла), $S_{каб}$ – площа вторинного випромінювача, м².

Звук від вторинного випромінювача в розрахунковій точці в припущенні, що відстань від випромінювача до розрахункової точки в кілька разів вище, ніж максимальний розмір вторинного випромінювача, розраховується як від джерела сферичних звукових хвиль:

$$I_{вт} = \frac{W_{вт}}{\Omega_{вт} R_{вт}^2}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.6)$$

де $\Omega_{вт}$ – кут випромінювання (прийmemo $\Omega_{вт} = 2\pi$); $R_{вт}$ – відстань від вторинного випромінювача до розрахункової точки (з незначною похибкою можна прийняти $R_{вт} = r_{вип}$), м.

Відбиту звукову енергію визначимо у припущенні, що відбитий звук генерується уявним випромінювачем і тоді [13]:

$$I_{відб} = I_{np} (1 - \alpha_{нов}^f), \quad (2.7)$$

де $\alpha_{нов}^f$ – коефіцієнт звукопоглинання опорної поверхні.

Підставимо (2.3), (2.6), (2.7) у формулу (2.2), виконавши деякі спрощення, отримаємо:

$$I_{pt} = \frac{W_{вин} \Phi}{\Omega r_{вин}^2} \left[2 + \frac{S_{каб} (1 - \alpha_{ел.каб.}^f)}{R_{каб}^2 2\pi} - \alpha_{нов.}^f \right], \text{ Вт/м}^2. \quad (2.8)$$

Розділимо на стандартний нульовий поріг обидві частини та проведемо перетворення. Шум у розрахунковій точці:

$$L_{pt}^{вин} = L_{W_{вин}} + PC - 20 \lg \frac{r_{вин}}{r_0} + 10 \lg \left(2 + \frac{S_{каб} (1 - \alpha_{каб.}^f)}{R_{каб}^2 2\pi} - \alpha_{нов}^f \right) - 8, \text{ дБ}, \quad (2.9)$$

де $L_{W_{вин}}$ – рівні акустичної потужності, дБ; PC – показник спрямованості, дБ ($PC = 10 \lg \Phi$).

В розрахунках використовуються виміряні РЗТ випуску, а ні рівні звукової потужності, з урахуванням того, що:

$$L \approx L_{W_{вин}} - 10 \lg 2\pi, \text{ дБ}, \quad (2.10)$$

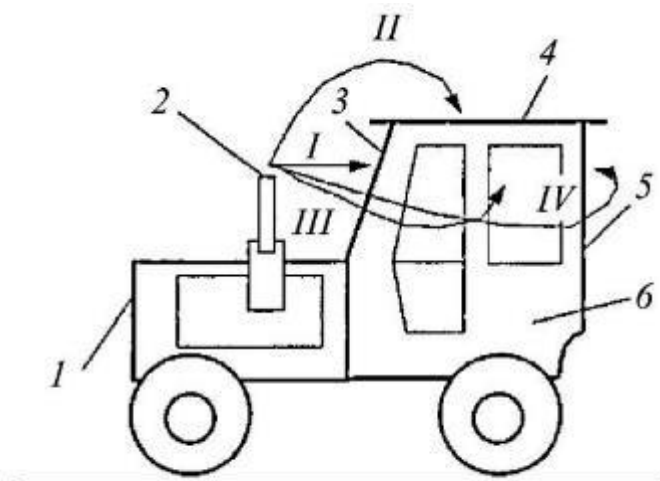
Формула (2.9), яка придатна для розрахунків, виглядає так:

$$L_{pt}^{вин} = L_{вин} + PC - 20 \lg \frac{r_{вин}}{r_0} + 10 \lg \left(2 + \frac{S_{каб} (1 - \alpha_{каб.}^f)}{R_{каб}^2 2\pi} - \alpha_{нов}^f \right), \text{ дБ}, \quad (2.11)$$

де $L_{вин}$ – виміряні РЗТ вихлопу, дБ; r_0 – відстань, на якій проводяться вимірювання $L_{вин}$.

2.2.3 Розрахунок вкладу шуму випуску в кабінку

Розрахункова схема наведена на рис. 2.3.



1 – капот; 2 – випуск; 3 – передня панель кабіни; 4 – бічні панелі; 5 – задня панель; 6 – кабіна

Шляхи проникнення: I – прямий звук; II, III, IV – дифрагований звук

Рисунок 2.3 – Схема розрахунку шуму випуску ДВЗ в кабінку

При розрахунках приймемо, що звук потрапляє в кабінку декількома шляхами: через найближчу до випуску панель, потім – дифрагуючи через бічні панелі та стелю, і – дифрагуючи через задню панель (по відношенню до розташування випуску).

Виконаємо розрахунок проникнення звуку через передню панель, користуючись наведеним вище правилом. Звук, що падає на панель:

$$I_{пад}^{пер} = \frac{W_{вип} \Phi}{\Omega R_{вип}^2}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.12)$$

де $R_{вип}$ – відстань від зрізу випускної труби до передньої панелі, м.

Звукова потужність, що випромінюється цією панеллю в кабінку:

$$W_{пер} = I_{пад}^{пер} S_{пер} \bar{\tau}_{пер}, \text{ Вт}, \quad (2.13)$$

де $S_{пер}$ – площа передньої панелі, м; $\bar{\tau}_{пер}$ – приведена звукопровідність передньої панелі.

Інтенсивність шуму в кабінку від випромінювання передньої панелі:

$$I_{каб}^{пер} = \frac{4W_{пер}}{A_{каб}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.14)$$

де $A_{каб}$ – еквівалентна площа звукопоглинання кабіни, м^2 .

Підставимо (2.12) і (2.13) (2.14), а також замінимо рівні звукової потужності рівнями звукового тиску випуску. Після перетворень отримаємо внесок шуму випуску, що проникає в кабінку через передню панель:

$$L_{каб}^{пер} = L_{вип} + ПС + 10\lg \frac{S_{пер}}{A_{каб}} - \overline{3I}_{пер} - 20\lg \frac{R_{вип}}{R_0} + 6, \text{ дБ}, \quad (2.15)$$

де $\overline{3I}_{пер}$ – приведена звукоізоляція передньої перегородки, дБ.

Для того, щоб визначити вклади шуму через інші панелі, приймемо спрощене уявлення про коефіцієнт дифракції, що визначається орієнтацією панелей по відношенню до точкового джерела. Цей метод був використаний для визначення вкладу різних панелей у розрахункову точку та може бути використаний для кабін. За цим методом на бічні поверхні потрапляє $1/\pi$ енергії, що падає на передню панель, а на задню відповідно – $1/2\pi$ (ці значення і є коефіцієнтами дифракції для кабіни).

Зменшення падаючої енергії можна інтерпретувати як умовне збільшення звукоізоляції відповідної панелі на величину зниження падаючої енергії на панель. Це можна показати виразом, де умовна звукоізоляція для бічних та задньої панелей дорівнює:

$$\overline{3I}_{бічн} = \overline{3I}_{бічн}^{вим} - 10\lg \frac{1}{\pi}, \text{ дБ}, \quad (2.16)$$

$$\overline{3I}_{задн} = \overline{3I}_{задн}^{вим} - 10\lg \frac{1}{2\pi}, \text{ дБ}, \quad (2.17)$$

де $\overline{3I}_{бічн}^{вим}$, $\overline{3I}_{задн}^{вим}$ – відповідно, виміряні значення звукоізоляції бічних та задньої панелей, дБ.

Зазначимо, що запропонований метод оцінки дифракційних явищ досить умовний, тому що дифракційна поправка прийнята нами постійною у всьому частотному діапазоні. Цей підхід спрощує розрахунки, враховуючи, що вклад

прямого звуку вище, ніж вклад дифрагованих складових (для більшості випадків, тому що звукоізоляція бічних панелей та інших огорож кабіни менше звукоізоляції панелі, через яку потрапляє прямий звук).

Звук, що проникає через стелю:

$$\overline{3I}_{стел} = \overline{3I}_{стел}^{вим} - 10 \lg \frac{1}{\pi}, \text{ дБ}, \quad (2.18)$$

де $\overline{3I}_{стел}^{вим}$ – виміряні значення звукоізоляції стельових панелей, дБ.

Тоді внесок звуку через бічні панелі (за умови їхньої однакової звукоізоляції):

$$L_{каб}^{бічн} = L_{вип} + ПС + 10 \lg \frac{S_{біч}}{A_{каб}} - \overline{3I}_{біч} - 20 \lg \frac{R_{вип}}{R_0} + 6 + 10 \lg n, \text{ дБ} \quad (2.19)$$

де $S_{біч}$ – площа бічної панелі, м²; n – число бічних панелей.

Вклад звуку, що проникає через стелю, визначається аналогічно.

Вклад звуку через задню панель:

$$L_{каб}^{зад} = L_{вип} + ПС + 10 \lg \frac{S_{задн}}{A_{каб}} - \overline{3I}_{задн} - 20 \lg \frac{R_{вип}}{R_0} + 6, \text{ дБ} \quad (2.20)$$

Шум в кабіні від випуску:

$$L_{каб}^{вип} = 10 \lg (10^{0,1 L_{каб}^{пер}} + 10^{0,1 L_{каб}^{бічн}} + 10^{0,1 L_{каб}^{стел}} + 10^{0,1 L_{каб}^{задн}}), \text{ дБ} \quad (2.21)$$

Зазначимо, що умова розрахунку за формулою (2.21) замість простішої (2.15) визначається за такими умовами:

$$\overline{3I}_{пер} \geq \overline{3I}_{бічн} + 5; \quad (2.22)$$

$$\overline{3I}_{пер} \geq \overline{3I}_{задн} + 8. \quad (2.23)$$

2.3 Визначення акустичних вимог щодо ефективності глушників

Вимоги до ефективності глушників визначаються з отриманого значення вкладу випуску в звукове поле (окремо для внутрішнього і зовнішнього), нормативних параметрів і числа каналів, які утворюють звукове поле.

Необхідна ефективність глушника для зовнішнього звукового поля:

$$L_{необ}^{зовн} = L_{рт}^{вип} - L_{норм}^{зовн} + 10 \lg n + 3, \text{ дБ} \quad (2.24)$$

де $L_{рт}^{вип}$ – дивитись формулу (2.11), дБ; $L_{норм}^{зовн}$ – норми зовнішнього шуму, дБ; n – число каналів, що утворюють зовнішнє звукове поле (крім каналів вихлопу).

Необхідна ефективність глушника для внутрішнього звукового поля:

$$L_{необ}^{каб} = L_{каб}^{вип} - L_{норм}^{каб} + 10 \lg m + 3, \text{ дБ} \quad (2.25)$$

де $L_{каб}^{вип}$ – дивитись формулу (2.21), дБ; $L_{норм}^{каб}$ – норми шуму у кабіні, дБ; m – кількість каналів, що утворюють звукове поле в кабіні.

Для вибору вимог до глушника, беруться максимальні значення, отримані за формулами (2.24) та (2.25).

2.4 Розрахунок необхідної ефективності глушника

Користуючись наведеними вище формулами, розрахуємо необхідну ефективність глушника для зовнішнього та внутрішнього звукового поля для трактора МТЗ-82. Результати розрахунків наведені в табл. 2.4, 2.5.

Таблиця 2.4 – Розрахунок ефективності глушника для зовнішнього та внутрішнього звукового поля

Аналітичний вираз	Октавна смуга з середньгеометричною частотою, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Розрахунок необхідної ефективності глушника зовнішнього звукового поля								
$L_{необ}^{зовн} = L_{рт}^{вип} - L_{норм}^{зовн} + 10 \lg n + 3, n = 3$	0	0	4	5	10	14	12	5
$L_{рт}^{вип} = L_{вип} + ПС - 20 \lg \frac{r_{вип}}{r_0} + 10 \lg \left(2 + \frac{S_{каб}(1 - \alpha_{каб}^f)}{R_{каб}^2 2\pi} - \alpha_{пов}^f \right)$								
$L_{норм}^{зовн}$	95	87	82	78	75	73	71	69
$L_{вип}$ (виміряне)	108	99	99	96	98	100	96	87
$ПС = 0, r_{вип} = 7,9 \text{ м}, r_0 = 0,5 \text{ м}, S_{каб} = 0,77 \text{ м}^2, R_{каб} = 0,8 \text{ м}$								
$\alpha_{каб}^f$	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
$\alpha_{пов}^f$	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06

Розрахунок необхідної ефективності глушника для внутрішнього звукового поля								
$L_{\text{каб}}^{\text{необ}} = L_{\text{каб}}^{\text{вип}} - L_{\text{норм}}^{\text{каб}} + 10 \lg m + 3, m = 4$	5	5	0	0	0	0	0	0
$L_{\text{каб}}^{\text{вип}} = 10 \lg (10^{0,1 L_{\text{каб}}^{\text{пер}}} + 10^{0,1 L_{\text{каб}}^{\text{бич}}} + 10^{0,1 L_{\text{каб}}^{\text{стел}}} + 10^{0,1 L_{\text{каб}}^{\text{задн}}})$	91	83	70	60	59	61	52	41
$L_{\text{каб}}^{\text{пер}} = L_{\text{вип}} + ПС + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{A_{\text{каб}}} - \overline{3I}_{\text{пер}} - 20 \lg \frac{R_{\text{вип}}}{R_0} + 6$	87	78	65	56	54	57	47	36
$L_{\text{каб}}^{\text{бич}} = L_{\text{вип}} + ПС + 10 \lg \frac{S_{\text{бич}}}{A_{\text{каб}}} - \overline{3I}_{\text{бич}} - 20 \lg \frac{R_{\text{вип}}}{R_0} + 6 + 10 \lg n$	88	80	67	57	56	58	49	38
$L_{\text{каб}}^{\text{зад}} = L_{\text{вип}} + ПС + 10 \lg \frac{S_{\text{задн}}}{A_{\text{каб}}} - \overline{3I}_{\text{задн}} - 20 \lg \frac{R_{\text{вип}}}{R_0} + 6$	79	70	57	48	46	49	39	28
$L_{\text{каб}}^{\text{стел}} = L_{\text{вип}} + ПС + 10 \lg \frac{S_{\text{стел}}}{A_{\text{каб}}} - \overline{3I}_{\text{стел}} - 20 \lg \frac{R_{\text{вип}}}{R_0} + 6$	82	74	63	52	48	50	41	32
$L_{\text{вип}}$ (виміряне)	99	90	83	77	77	77	70	66
$ПС = 0, S_{\text{стел}} = 1,3 \text{ м}^2, S_{\text{пер}} = 0,77 \text{ м}^2, S_{\text{бич}} = 1,71 \text{ м}^2, S_{\text{задн}} = 0,77 \text{ м}^2.$								
$A_{\text{каб}} = \alpha_{\text{каб}}^f S_{\text{каб}}$	0,56	0,94	1,13	1,57	1,57	1,57	1,57	1,75

Продовження табл. 2.4

$\alpha_{каб}^f$	0,09	0,15	0,18	0,25	0,25	0,25	0,25	0,28
$\overline{3I}_{стел}$	12	15	17	21	25	23	26	30
$\overline{3I}_{пер} = \overline{3I}_{бiч} = \overline{3I}_{задн} = \overline{3I}_{скла}$	10	13	18	20	22	19	22	28
$R_{вип} = 0,8, r_0 = 0,5$								
$L_{норм}^{каб}$	95	87	82	78	75	73	71	69

Таблиця 2.5 – Розрахунок додаткової ефективності штатного глушника для зовнішнього та внутрішнього звукового поля

Аналітичний вираз	Октавна смуга з середньгеометричною частотою, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Розрахунок необхідної ефективності глушника зовнішнього звукового поля								
$L_{необ}^{зовн} = L_{рт}^{вип} - L_{норм}^{зовн} + 10 \lg n + 3, n = 3$	0	0	0	2	4	4	4	0
$L_{рт}^{вип} = L_{вип} + ПС - 20 \lg \frac{r_{вип}}{r_0} + 10 \lg \left(2 + \frac{S_{каб}(1 - \alpha_{каб}^f)}{R_{каб}^2 2\pi} - \alpha_{пов}^f \right)$								

Продовження табл. 2.5

$L_{\text{зовн}}^{\text{норм}}$	95	87	82	78	75	73	71	69
$L_{\text{вип}}$ (виміряне)	104	96	94	93	92	89	88	78
$ПС = 0, r_{\text{вип}} = 7,9 \text{ м}, r_0 = 0,5 \text{ м}, S_{\text{каб}} = 0,77 \text{ м}^2, R_{\text{каб}} = 0,8 \text{ м}$								
$\alpha_{\text{каб}}^f$	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
$\alpha_{\text{пов}}^f$	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06
Розрахунок необхідної ефективності глушника для внутрішнього звукового поля								
$L_{\text{необ}}^{\text{каб}} = L_{\text{каб}}^{\text{вип}} - L_{\text{норм}}^{\text{каб}} + 10 \lg m + 3, m = 4$	0	5	10	0	0	1	0	0
$L_{\text{каб}}^{\text{вип}} = 10 \lg (10^{0,1 L_{\text{каб}}^{\text{пер}}} + 10^{0,1 L_{\text{каб}}^{\text{бiчн}}} + 10^{0,1 L_{\text{каб}}^{\text{стел}}} + 10^{0,1 L_{\text{каб}}^{\text{задн}}})$	84	83	83	68	64	65	57	46
$L_{\text{каб}}^{\text{пер}} = L_{\text{вип}} + ПС + 10 \lg \frac{S_{\text{пер}}}{A_{\text{каб}}} - \overline{3I}_{\text{пер}} - 20 \lg \frac{R_{\text{вип}}}{R_0} + 6$	80	79	78	64	60	61	53	41
$L_{\text{каб}}^{\text{бiчн}} = L_{\text{вип}} + ПС + 10 \lg \frac{S_{\text{бiчн}}}{A_{\text{каб}}} - \overline{3I}_{\text{бiчн}} - 20 \lg \frac{R_{\text{вип}}}{R_0} + 6 + 10 \lg n$	81	80	79	65	61	62	54	43

Продовження табл. 2.5

$L_{каб}^{зад} = L_{вип} + ПС + 10 \lg \frac{S_{задн}}{A_{каб}} - \overline{3I}_{задн} - 20 \lg \frac{R_{вип}}{R_0} + 6$	72	71	70	56	52	53	45	33
$L_{каб}^{стел} = L_{вип} + ПС + 10 \lg \frac{S_{стел}}{A_{каб}} - \overline{3I}_{стел} - 20 \lg \frac{R_{вип}}{R_0} + 6$	75	74	76	60	54	54	46	37
$L_{вип}$ (виміряне)	91	91	95	85	83	81	76	71
$ПС = 0, S_{стел} = 1,3 \text{ м}^2, S_{пер} = 0,77 \text{ м}^2, S_{біч} = 1,71 \text{ м}^2, S_{задн} = 0,77 \text{ м}^2.$								
$A_{каб} = \alpha_{каб}^f S_{каб}$	0,56	0,94	1,13	1,57	1,57	1,57	1,57	1,75
$\alpha_{каб}^f$	0,09	0,15	0,18	0,25	0,25	0,25	0,25	0,28
$\overline{3I}_{стел}$	12	15	17	21	25	23	26	30
$\overline{3I}_{пер} = \overline{3I}_{біч} = \overline{3I}_{задн} = \overline{3I}_{скла}$	10	13	18	20	22	19	22	28
$R_{вип} = 0,8, r_0 = 0,5$								
$L_{норм}^{каб}$	95	87	82	78	75	73	71	69

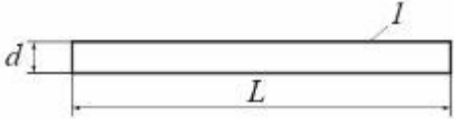
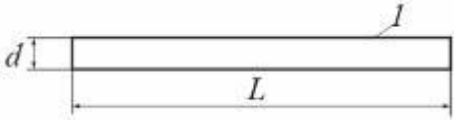
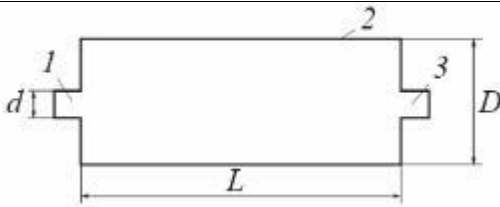
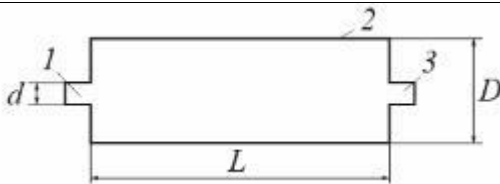
Акустичні вимоги до глушника трактора МТЗ-82 зведені у табл. 2.6

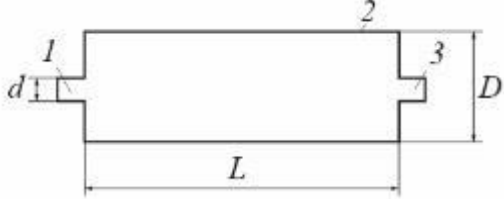
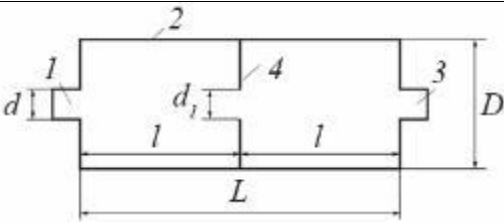
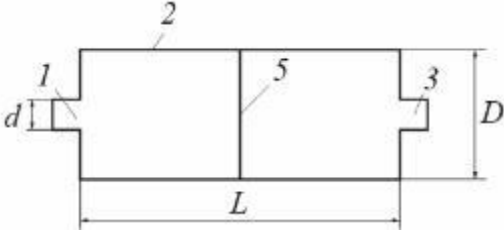
Таблиця 2.6 – Додаткові вимоги до прямої труби та штатного глушника на тракторі МТЗ-82

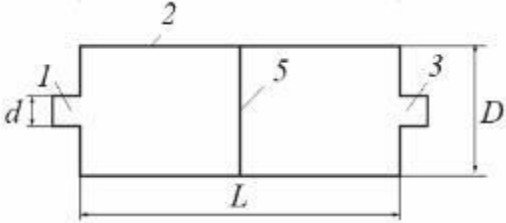
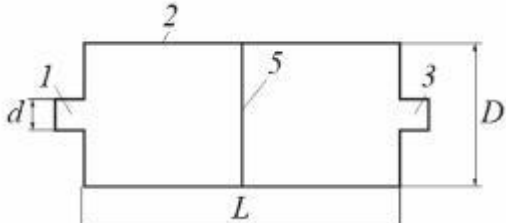
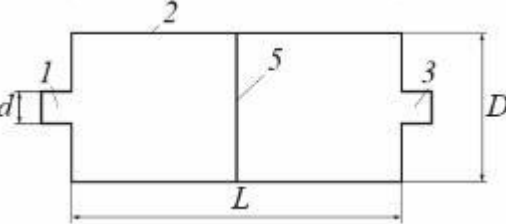
Глушник	Октавна смуга з середньгеометричною частотою, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
пряма труба	5	5	4	5	10	14	12	5
штатний	0	5	10	2	4	4	4	0

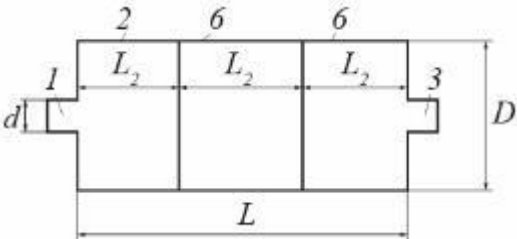
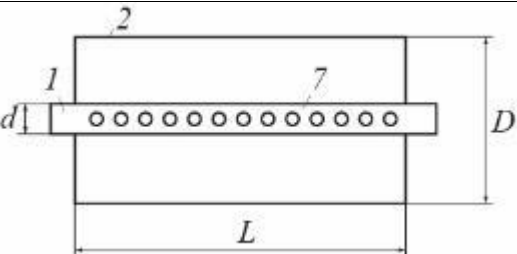
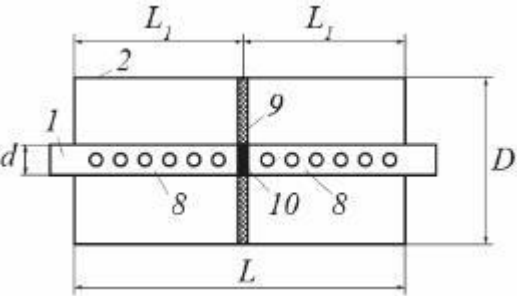
Таким чином, для зниження вимог норм складової шуму випуску в кабіні і в зовнішньому звуковому полі, ефективність штатного глушника шуму випуску повинна бути збільшена на 2...10 дБ в діапазоні частот (125...4000 Гц). Вимоги до проектного глушника становлять 4...5 дБ у низькочастотному (63...250 Гц) та 5...14 дБ у середньо- та високочастотному діапазоні.

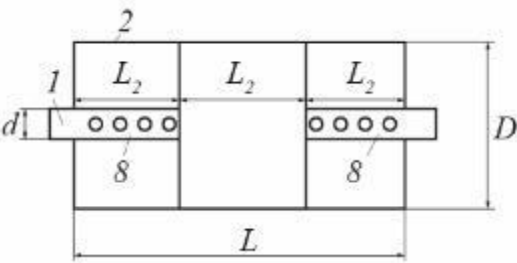
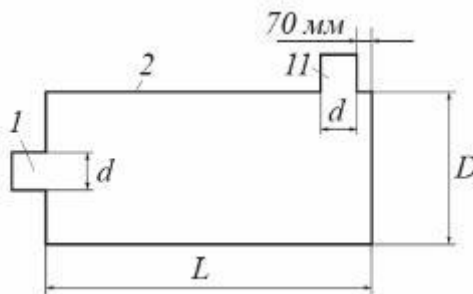
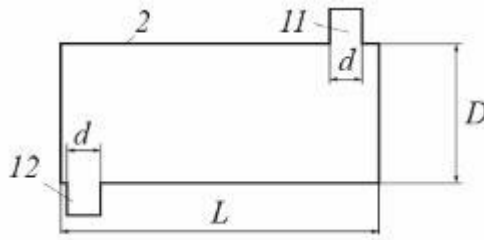
Таблиця 3.1 – Моделі глушників

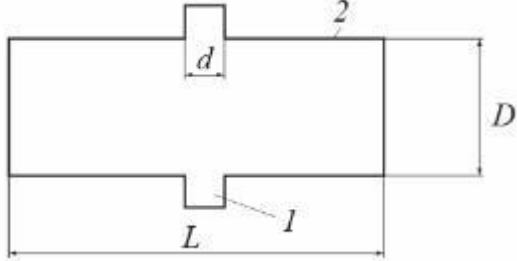
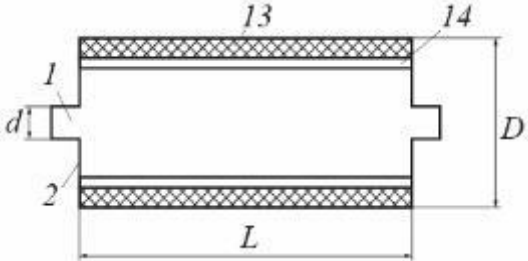
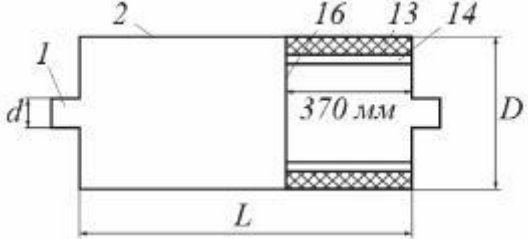
Код	Найменування моделі	Схема	Об'єм, л	Розміри
1	2	3	4	5
01a	Труба		–	$L = 780, d = 100$
01б	Труба		–	$L = 1000, d = 100$
02	Однокамерний порожній		53	$L = 750, d = 100,$ $D = 300, l = 150$
03	Однокамерний порожній		196	$L = 1000, d = 100,$ $D = 500, l = 150$

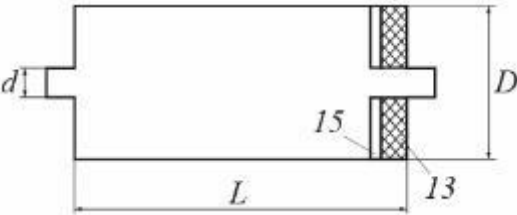
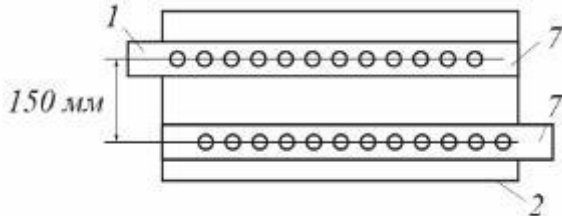
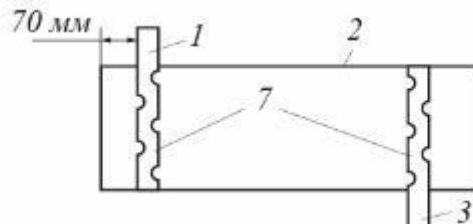
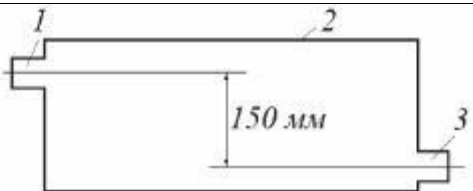
1	2	3	4	5
04	Однокамерний порожній		294	$L = 1500, d = 100,$ $D = 500, l = 150$
05	Двокамерний з перегородкою та отвором		53	$L = 750, d = 100,$ $D = 300, l = 150,$ $d_1 = 100$
06	Двокамерний з перфорованою перегородкою		53	$L = 750, d = 100,$ $D = 300, l = 150,$ $d_1 = 100$

1	2	3	4	5
06а	Двокамерний з перфорованою перегородкою		53	$L = 750, d = 100,$ $D = 300, l = 150,$ $d_1 = 100$
07	Двокамерний з перфорованою перегородкою		53	$L = 750, d = 100,$ $D = 300, l = 150,$ $d_1 = 100$
08	Двокамерний з перфорованою перегородкою		53	$L = 750, d = 100,$ $D = 300, l = 150,$ $d_1 = 100$

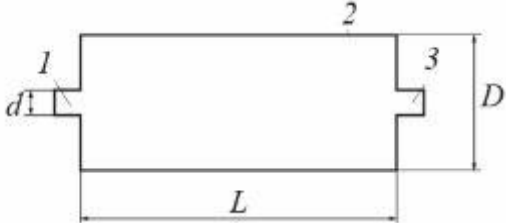
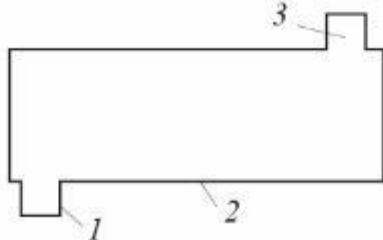
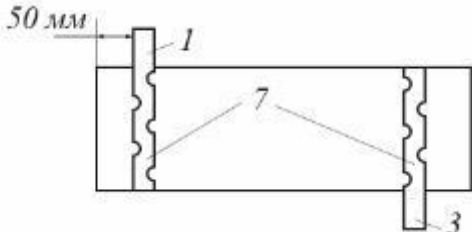
1	2	3	4	5
09	Трьохкамерний з перфорованою перегородкою		53	$L_2 = L / 3, d = 100,$ $D = 300, L = 750$
10	Однокамерний з перфорованою трубою		53	$L = 750, d = 100,$ $D = 300$
11	Двокамерний з перегородкою та трубами		53	$L_2 = L / 2, d = 100,$ $D = 300, L = 750$

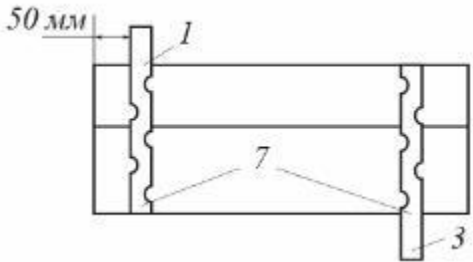
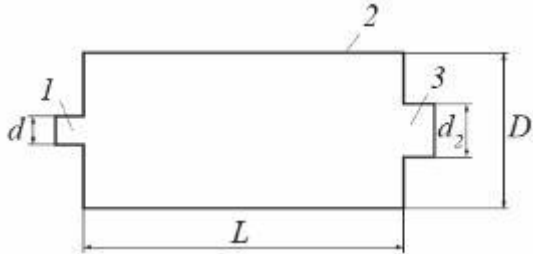
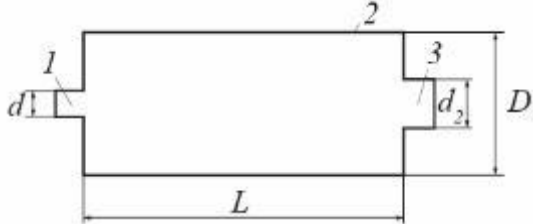
1	2	3	4	5
12	Трьохкамерний з перфорованими трубками та перегородками		53	$L_2 = L / 3, d = 100,$ $D = 300, L = 750$
13	Однокамерний з поворотом потоку		53	$d = 100, D = 300,$ $L = 750$
14	Однокамерний з бічними вхідними та вихідними патрубками		53	$d = 100, D = 300,$ $L = 750$

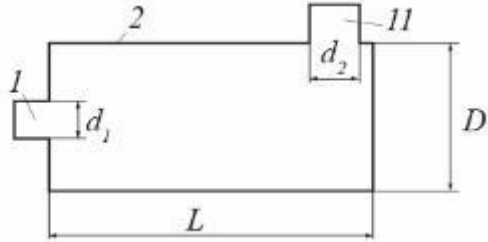
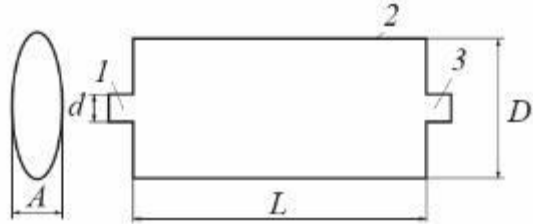
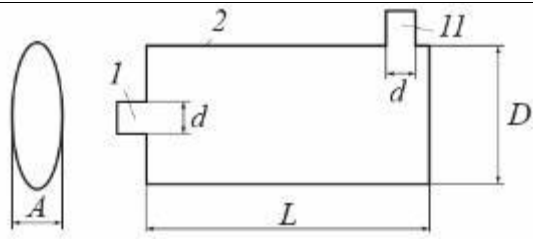
1	2	3	4	5
15	Однокамерний з бічними входом та виходом		53	$d = 100, D = 300,$ $L = 750$
16	Однокамерний з ЗПМ		53	$d = 100, D = 300,$ $L = 750$
17	Однокамерний з ЗПМ		53	$d = 100, D = 300,$ $L = 750$

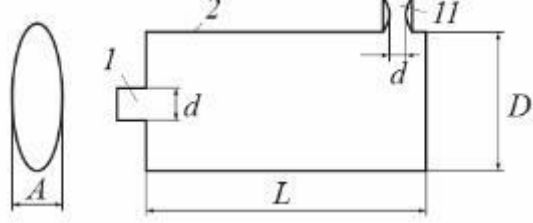
1	2	3	4	5
18	Однокамерний з ЗПМ		53	$d = 100, D = 300,$ $L = 750$
19	Однокамерний з перфорованими трубками		53	$d = 100, D = 300,$ $L = 750$
20	Однокамерний з перфорованими трубками		17	$d = 100, D = 300,$ $L = 750$
21	Однокамерний з несиметричним входом та виходом		17	$d = 100, D = 260,$ $L = 320, l = 190$

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5
22	Однокамерний порожній		17	$d = 100, D = 260,$ $L = 320, l = 190$
23	Однокамерний з бічними вхідними та вихідними патрубками		17	$d = 100, D = 260,$ $L = 320, l = 190$
24	Однокамерний з перфорованими трубками		17	$d = 100, D = 260,$ $L = 320, l = 190$

1	2	3	4	5
25	Двокамерний з перфорованими трубками		17	$d = 100, D = 260,$ $L = 320, l = 190$
26	Однокамерний порожній (діаметр патрубку на виході більше)		147	$d_1 = 100, D = 500,$ $L = 750, d_2 = 125$
27	Однокамерний порожній (діаметр патрубку на виході більше)		147	$d_1 = 100, D = 500,$ $L = 750, d_2 = 125$

1	2	3	4	5
28	Однокамерний з поворотом потоку (діаметр патрубку на виході більше)		147	$d_1 = 100, D = 500,$ $L = 750, d_2 = 125$
29	Однокамерний порожній (еліпс)		58	$A = 285, D = 420,$ $L = 615, d = 125$
30	Однокамерний з поворотом потоку (еліпс)		58	$A = 285, D = 420,$ $L = 615, d = 125$

1	2	3	4	5
31	Однокамерний з поворотом потоку і соплом Вентурі (еліпс)		58	$A = 285$, $D = 420$, $L = 615$, $d = 125$

Примітка:

Позначення на схемах: 1 – вхідний патрубок; 2 – порожня камера; 3 – вихідний патрубок; 4 – перегородка з отвором $d_1 = d$; 5 – перфорована перегородка з площею перфорації 20%, діаметр отворів перфорації 15 мм; 6 – перфорована перегородка з площею перфорації 15%, діаметр отворів перфорації 7 мм; 7 – перфорована перегородка з площею перфорації 15% від площі розвертки труби, діаметр отворів перфорації 7 мм; 8 – перфорована перегородка з площею перфорації 15% від площі розвертки труби; 9 – перфорована перегородка з площею перфорації 20%; 10 – заглушка; 11 – випускний патрубок бічний; 12 – вхідний бічний патрубок; 13 – звукопоглинаючий матеріал товщиною 20...30 мм; 14 – перфорована (20% від площі розвертки) обічайка; 15 – перфороване покриття (20%); 16 – кільце

3.2 Зв'язок ефективності та протитиску в глушниках з їх конструктивним виконанням

3.2.1 Дані щодо ефективності моделей глушників

У ході роботи було проведено розрахунок розроблених моделей глушників (табл. 3.1). Дані про середню ефективність запропонованих моделей наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Ефективність досліджуваних моделей глушників

Код	Ефективність, дБ, в октавних смугах частот, Гц									Ефективність, дБА	Протитиск, мм вод.ст.
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
02	5	2	9	7	9	5	3	4	6	4,5	400
03	11	16	14	8	11	—	—	—	—	—	350
04	6	1	6	9	8	6	1	3	6	3	—
05	5	1	7	6	8	5	4	4	8	4,5	—
06	5	2	9	6	8	6	2	5	7	4	—
06а	5	2	8	6	9	5	2	5	7	4	—
07	5	2	9	8	12	5	3	5	9	5	500
08	6	2	9	10	12	7	5	6	11	6,5	550
09	5	3	И	12	5	8	8	10	13	7,5	600
10	5	5	13	10	13	7	3	4	7	5	200
11	5	5	13	14	12	13	9	10	12	10,5	500
12	5	6	12	14	15	14	11	И	14	12,5	650
13	5	3	9	10	12	10	10	13	15	10	400
14	5	2	9	8	11	5	5	9	11	6	450
15	4	2	10	14	11	3	5	8	8	5	300
16	5	3	9	8	И	7	8	9	10	9,5	350

17	2	6	13	12	11	10	10	12	7	6,5	300
18	4	3	9	8	15	11	16	11	13	11	—
19	5	6	13	10	14	9	6	9	10	8,5	400
20	5	6	13	12	13	10	8	7	10	9	450
21	4	0	3	12	8	4	4	7	7	6	450
22	4	0	0	12	8	7	5	4	7	6	350
23	4	0	2	13	11	4	6	7	10	6	450
24	4	0	6	13	11	6	9	11	13	8	500
25	6	0	5	13	12	9	15	13	14	11	550
26	8	10	13	5	10	2	3	5	7	4	250
27	0	7	13	5	11	2	4	7	8	4	200
28	2	8	16	8	13	7	9	11	14	9	300
29	0	0	4	9	5	2	4	6	4	4	170
30	2	0	6	11	8	5	8	10	11	7,5	200
31	0	0	6	13	8	5	8	9	10	7,5	170

3.2.2 Зв'язок ефективності та протитиску глушника з об'ємом

Об'єм глушника – один з основних конструктивних параметрів. У літературі, присвяченій глушникам шуму вихлопу двигунів внутрішнього згоряння, існують вказівки, що об'єм глушника (у літрах) певним чином пов'язаний з об'ємом двигуна і становить від 10 до 50 об'ємів останнього.

В дослідженні були розраховані глушники з об'ємом 53, 147 і 196 л. Аналіз показує, що збільшення об'єму глушника обов'язково веде до збільшення його ефективності на низьких і середніх частотах, в діапазоні 31,5...500 Гц.

Для глушників об'єму, що розглядається, максимальне збільшення рівнів звукового тиску склало від 2 до 14 дБ. Зміни на високих частотах, а отже, рівнів звуку, при розрахунках не відзначено. Зазначимо, що в середньочастотному діапазоні 250...500 Гц зміни, пов'язані з об'ємом, мінімальні і не перевищують

2...3 дБ. Зі збільшенням об'єму відзначається падіння протитиску. З певним наближенням для глушників об'ємом від 50 до 200 л (це глушники тракторів і будівельно-дорожніх машин) характер збільшення ефективності в діапазоні частот 31,5...125 Гц (на цих частотах об'єм найбільшою мірою позначається на величині ефективності) може бути апроксимований наступним виразом:

$$\Delta L_j = 10 \lg \frac{V_{zl}}{V_0}, \quad (3.1)$$

де V_{zl} – об'єм глушника, що розглядається, л; $V_0 = 50$ л. З аналізу даних можна апроксимувати ефективність порожнистої камери будь-яких розмірів (умовимося, що це можливо в діапазоні частот 250...8000 Гц), а також порожнистої камери з початковим об'ємом (для всього нормованого діапазону) – $\Delta L_{nor} = 6$ дБ.

3.2.3 Вплив перфорації та числа камер

Застосування перфорованих перегородок і труб – один з основних способів підвищення ефективності глушників. Застосування перфорації насамперед збільшує ефективність глушників на високих частотах. Для моделей, що розглядаються, максимальне збільшення РЗТ в діапазоні 1000...8000 Гц склало 2...8 дБ, а РЗ – 3 дБА.

При введенні перегородки та збільшенні числа камер відмічено збільшення ефективності на 2...7 дБ у діапазоні частот 500...8000 Гц. При цьому відзначається збільшення ефективності не тільки у високочастотному, але й у середньочастотному, а для окремих випадків – у низькочастотному діапазоні. Відзначено зростання ефективності глушників при збільшенні площі перфорації шляхом збільшення числа перегородок та числа камер і при цьому відзначено зсув нижньої частоти ефективності вліво, тобто, у низькочастотну область. Відзначено збільшення протитиску зі зростанням числа камер через збільшення числа перегородок у глушниках.

Отримані результати можна апроксимувати залежністю, яка показує ефективність глушників з числом камер від 2-х до 4-х. Ця залежність, що діє в діапазоні частот 250...8000 Гц, може бути представлена у вигляді:

$$\Delta L_{\text{кам}} = 10 \lg \frac{N}{N_0}, \text{ дБ} \quad (3.2)$$

де N – число камер (від 2-х до 4-х); $N_0 = 1$.

3.2.4 Вплив повороту потоку на виході із глушника

За даними виконаних розрахунків, організація повороту потоку вихлопних газів на виході з глушника – чи не один з основних заходів підвищення його ефективності. Відзначено вплив повороту газів у широкому діапазоні 125...8000 Гц. При цьому збільшення ефективності від повороту потоку досягають 6 дБА, а за вказаними частотами – від 3 до 8 дБ. Поворот потоку істотно не позначається на протитиску. Цей захід, поряд із запровадженням перфорації, ефективний практично для будь-яких глушників.

Збільшення ефективності глушника при застосуванні повороту газів на виході з глушника на 90° можна оцінювати середньою добавкою $\Delta L_{\text{пов}}^{90^\circ} = 6 \text{ дБ} (\pm 2 \text{ дБ})$ в діапазоні частот 250...8000 Гц.

3.2.5 Вплив звукопоглинання

За абсолютною величиною, звукопоглинання в глушниках – найефективніший спосіб збільшення ефективності на середніх та високих частотах. Відзначено, що збільшення ефективності в діапазоні 500...8000 Гц при максимальній площі облицювання склало 6...7 дБ, за рівнем звуку – майже 7 дБА. Зі збільшенням площі звукопоглинання ефективність глушників дещо зростає. При 50% площі облицювання ефективність глушника становила 3...6 дБ у тому самому діапазоні частот, а по рівню звуку – 5 дБА. З введенням звукопоглинання протитиск глушників кілька падає.

Ефективність застосування звукопоглинаючого набивання залежить від площі звукопоглинання. Звукопоглинання найбільше ефективно в діапазоні

частот 500...8000 Гц. Застосування звукопоглинаючих матеріалів у глушниках можна приблизно оцінити як:

$$\Delta L_{зпм} = 10 \lg \frac{S_{зпм}}{S_0}, \text{ дБ} \quad (3.3)$$

де $S_{зпм}$ – площа звукопоглинання у глушнику, %; $S_0 = 25\%$ (вибір цього значення передбачає, що, при меншому значенні звукопоглинання, воно помітно позначається на ефективності глушника).

3.2.6 Вплив взаємного розташування вхідного та вихідного патрубків

З даних розрахунків випливає, що взаємне розташування вхідного і вихідного патрубків (якщо вони знаходяться в одній площині) на ефективності глушника майже не позначається (відзначено зміну в межах 1...1,5 дБА). При цьому зміна розташування впливає на зміну протитиску.

3.2.7 Порівняння ефективності глушників різного конструктивного виконання із застосуванням перфорованих трубок

Звичайна практика виготовлення глушників показує, що при раціональному конструюванні глушника його сумарна ефективність буває вищою, ніж окремих елементів. Це пояснюється тією обставиною, що в глушниках прагнуть не просто розкласти окремі елементи шумоглушення, але й з їх допомогою організувати раціональний рух газового потоку. Така організація здійснюється не тільки перфорованими перегородками, а й спільним з ними використанням перфорованих трубок. Це продемонстровано на прикладі аналізу ефективності двох глушників, сконструйованих з перфорованих трубок та перегородок – №11 та №12.

Дані порівняльних розрахунків ефективності двох глушників однакового розміру в порівнянні з ефективністю порожнистої камери показують, що ефективність глушників у порівнянні з порожнистою камерою вище в діапазоні частот 63...8000 Гц (це ще раз підтверджує, що елементи перфорації в глушнику розширюють частотний діапазон, де проявляється їхня ефективність). Відмічено

збільшення ефективності від 6 до 8 дБА. Збільшення ефективності супроводжується помітним збільшенням протитиску. Ефективність таких глушників вища, ніж глушників лише з перегородками.

З порівняння ефективності двокамерних глушників (тільки з перфорованою перегородкою та перфорованою перегородкою та перфорованими трубками – відповідно глушники №08 та №11), а також порівняння ефективності трикамерних глушників відповідного конструктивного виконання, тобто, глушників №09 та №12, можна виявити додатковий ефект, який дають перфоровані трубки. Додаткова ефективність цих елементів становить 3...5дБ в діапазоні частот 63...8000 Гц. Для цього частотного діапазону додаткову ефективність трубок можна розглядати аналогічно кількості камер, тобто їх ефективність зростає зі збільшенням їхньої площі.

Тоді орієнтовно вплив трубок у глушнику можна оцінити емпіричною залежністю:

$$\Delta L_{mp} = 10 \lg \frac{n}{n_0}, \text{ дБ} \quad (3.4)$$

де n – число камер, в яких розташовані перфоровані трубки (від 2-х до 4-х), при розташуванні перфорованих трубок в однокамерному глушнику приймається рівним 3 дБ; $n_0 = 1$.

3.2.8 Порівняння глушників із різним числом m

Числом m називається відношення діаметра корпусу глушника до діаметра вхідного патрубку. На зорі проектування глушників шуму надавалося велике значення цьому параметру. Конструктори прагнули збільшення числа m , оскільки це вело, нібито, до підвищення ефективності глушників. Порівняльні розрахунки показують, що відмінності в ефективності, а також у величинах протитиску незначні.

3.2.9 Вплив діаметра вихідного патрубка

У літературі зустрічається згадка, що збільшення (або звуження) вихідного патрубка позначається на ефективності глушника. Дані порівняльних розрахунків показують, що звуження (розширення) вихідного патрубка не позначається скільки-небудь помітно на ефективності глушників. Відзначено не дуже суттєві зміни протитиску.

3.2.10 Вплив резонансного елемента в глушнику

У практиці конструювання глушників резонансні камери знаходять широке застосування. В літературі мають місце дві протилежні точки зору на їх ефективність. З розрахунків можна зробити висновок, що її застосування дало додатковий ефект в 2...5 дБ на високих частотах 1000...8000 Гц, збільшення ефективності РЗ – 5 дБА. Відзначено деяке збільшення протитиску.

3.2.11 Вплив форми корпусу глушника

У практиці знаходять застосування глушники як циліндричної, так і еліпсоподібної форми. Помітної різниці в їх ефективності не відзначено, але для еліпсоподібного глушника відмічено у 2 рази менший протитиск.

На наш погляд, така істотна різниця в протитиску може бути пов'язана з більш раціональним рухом газового потоку в другому випадку.

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ПРОЕКТУВАННЯ ГЛУШНИКІВ ШУМУ ВИХЛОПУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

4.1 Рекомендації щодо проектування та вибору глушників

При проектуванні та виборі глушників доцільно керуватися наступними положеннями:

1. Вибір об'єму глушника. Об'єм глушника визначається процесами, що відбуваються в газовипускному тракті. Враховуючи, що збільшення об'єму позначається на ефективності глушника переважно на низьких частотах, розумне збільшення об'єму не призводить до скільки-небудь істотного зменшення рівнів звуку (або коригованого рівня звукової потужності). При виборі об'єму глушника необхідно керуватися практикою, що склалася, і використовувати глушники з об'ємом в 20...40 разів більшим, ніж робочий об'єм циліндрів двигуна.

2. Кількість камер у глушнику. Камери в глушнику виконують кілька функцій: створюють перешкоду зі змінним опором, що дозволяє реалізувати принцип дії реактивних глушників – відбиття, а також дають можливість організувати різку (до 180° і більше) зміну напрямку газового потоку (через сполучні трубки) і виконати перетворення газового потоку між камерами (знижується енергія газового потоку, він також лінеаризується). Збільшення числа поворотів потоку, а також збільшення числа камер веде до зростання протитиску, тому кількість камер, що рекомендується, в глушнику – не більше трьох.

3. Звукопоглинання у глушнику. Використання звукопоглинання не тільки завжди збільшує ефективність глушника, але й також знижує його протитиск. В якості звукопоглинаючої набивки доцільно використовувати волокнисті теплостійкі матеріали (наприклад, базальтове волокно), а матеріал закривати перфорованою обичайкою з високим ступенем (не менше 0,3) перфорації для реалізації принципу роботи абсорбційного глушника. Немає необхідності

прагнути до максимальної площі облицювання; розумне використання звукопоглинання можна здійснювати на площі 40...50%.

4. Перфорація. Застосування перфорації призводить до підвищення ефективності глушника в широкому діапазоні частот. Можна визнати, що перфорація є необхідним елементом конструкції глушника. Перфорація конструктивно виконується як у з'єднувальних трубах глушника, так і в роз'єднувальних перегородках. Більш доцільно виконувати дрібну та часту перфорацію (4...6 мм), ніж велику та рідкісну. Застосування перегородки дещо збільшує протитиск глушника, тому обмеження за кількістю перфорованих елементів накладаються вище перерахованими умовами.

5. Поворот потоку газів. Застосування повороту потоку газів завжди покращує ефективність глушника на середніх і високих частотах. Доцільно здійснювати поворот потоку не менше 90°. Особливо ефективний поворот перед виходом з глушника.

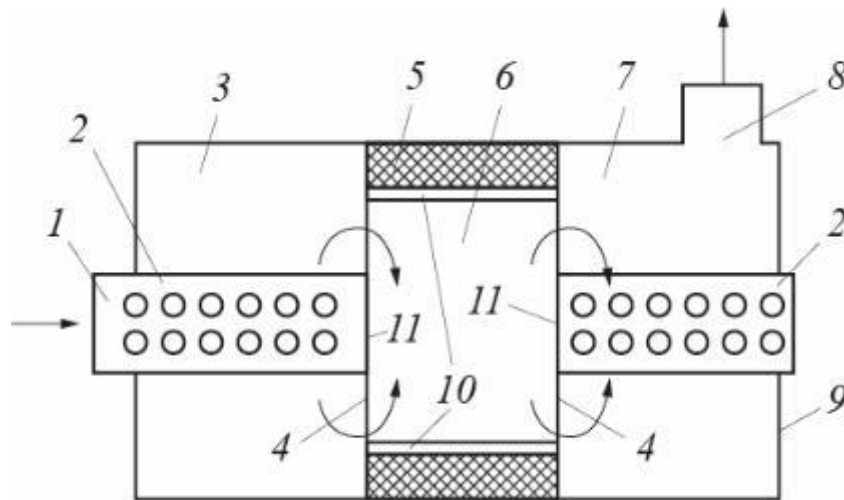
Застосування багаторазового повороту потоку газів веде до збільшення протитиску, тому недоцільно здійснювати більше двох поворотів газів у глушнику на 180°.

4.2 Розробка конструкції глушника шуму вихлопу тракторів

На рис 4.1 показаний глушник шуму випуску, що рекомендується для застосування на тракторах, при розробці конструкції якого були враховані отримані рекомендації.

Глушник є конструкцією з поворотом потоку газів на 90° на виході з глушника. Він складається з трьох камер, розділених перфорованими перегородками, та двох перфорованих патрубків, розташованих у першій та третій камерах; на кінцях патрубків закриті заглушками. У другій камері на корпусі глушника закріплений звукопоглинаючий волокнистий матеріал. Перфорація в перегородках виконана у вигляді двох великих отворів діаметром

33 мм та 58 отворів діаметром 5 мм. Перфорація патрубків виконана у вигляді отворів 48 діаметром 8 мм.



1 – вхідний отвір; 2 – перфоровані патрубки; 3 – камера; 4 – перфоровані перегородки; 5 – звукопоглинаючий матеріал; 6 – друга камера; 7 – третя камера; 8 – випускний патрубок; 9 – корпус; 10 – перфорована обичайка; 11 – заглушка

Рисунок 4.1 – Конструкція розробленого глушника

Гази надходять через перфорований патрубок в першу камеру, де розширюються. З першої камери гази через отвори у вертикальній перегородці перетікають у другу розширювальну камеру, викладену звукопоглинаючим матеріалом, а потім через перфоровану перегородку потрапляють у третю камеру, де розташований випускний перфорований патрубок, проникаючи в який, гази повертаються на 90° і потрапляють в навколишнє середовище.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено розрахункові схеми і запропоновано математичні моделі, що описують внесок шуму вихлопу в зовнішнє звукове поле транспортної машини, з урахуванням вкладу прямого звуку, відбитого від близькорозташованої поверхні, що відбиває (вторинний випромінювач звуку), і відбиття від опорної поверхні. Розроблено розрахункові схеми та запропоновано математичні моделі, що описують внесок шуму вихлопу в кабінку з урахуванням прямого звуку (через близькорозташовану панель) та дифрагованого звуку (через бічні та задню панелі).

2. Розроблено методику визначення необхідного зниження шуму вихлопу, тобто вимог до глушника шуму вихлопу двигунів внутрішнього згорання у зовнішнє та внутрішнє звукові поля транспортних машин, визначення числа основних джерел шуму та нормативних вимог. Як приклад, з урахуванням розробленої методики, було отримано додаткові вимоги до глушника шуму вихлопу двигуна внутрішнього згорання на тракторі МТЗ-82, які склали в середньому 5...10 дБ у широкому діапазоні частот.

3. На підставі аналізу сучасних конструкцій глушників шуму вихлопу двигунів внутрішнього згорання, що встановлюються на машинах фірми «Caterpillar», розроблено понад 30 моделей глушників для розрахунків.

4. Виконані теоретичні дослідження моделі глушників дозволяють зробити наступні висновки;

- збільшення об'єму глушника збільшує його ефективність на низьких і середніх частотах (до 500 Гц) і не впливає на ефективність на високих частотах. При цьому протитиск порожнистої камери дещо знижується;

- до найбільш важливих конструктивних елементів, що здійснюють організацію газового потоку в глушнику, відносяться перфоровані трубки та перегородки: застосуванням перфорації досягається ефективність в широкому діапазоні частот, ефективність глушника зростає зі збільшенням площі

перфорації, але зі збільшенням її помітно зростає і протитиск; дрібна перфорація (5...7 мм) краще;

- застосування у конструкції глушника пристрою, що здійснює поворот газів на виході з глушника, забезпечує помітне підвищення ефективності в середньо- та високочастотному діапазонах, при цьому протитиск суттєво не змінюється;

- застосуванням звукопоглинання ефективність глушника істотно зростає в середньо-і високочастотному діапазонах, при цьому можна не прагнути максимального покриття звукопоглинаючим матеріалом внутрішніх поверхонь, оскільки навіть невелике (25...50%) за площею звукопоглинання робить помітний внесок в ефективність глушника; при застосуванні звукопоглинаючого облицювання протитиск дещо знижується;

- також конструктивні особливості як взаємне розташування вхідного та вихідного патрубків, розумна зміна діаметра вхідного або вихідного патрубків, співвідношення діаметра корпусу глушника до діаметра вхідного патрубка не позначаються помітно на ефективності глушників;

- застосування резонансного елемента у певних умовах може збільшити ефективність розглянутого глушника у вузькому діапазоні частот;

- форма корпусу глушника не впливає на його акустичну ефективність, але глушники еліпсоподібної форми мають менший протитиск.

5. Отримані наближені формули розрахунку ефективності досліджуваних глушників залежно від їх об'єму, наявності звукопоглинання та інших конструктивних елементів (число камер, об'єм розширювальної камери, поворот газового потоку, перфорація, площа звукопоглинання).

6. Розроблено рекомендації щодо проектування та вибору глушників шуму вихлопу двигунів внутрішнього згоряння транспортних машин, основну увагу приділено об'єму розширювальної камери глушника, числу камер, звукопоглинанню, перфорації та поворотам потоку газів.

На підставі результатів виконаних досліджень запропоновано дослідну конструкцію глушника шуму вихлопу тракторів. Глушник складається з трьох камер, має перфоровані трубки та перегородки, звукопоглинання та поворот потоку на 90° на виході і не містить резонансних елементів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Manohar Lal Munjal. Noise and Vibration Control (2nd Edition), World Scientific, 2024. ISBN: 978-981-126-123-9
2. Bies D.A., Hansen C.H. Engineering Noise Control: Theory and Practice (5th Edition), CRC Press, 2020. ISBN: 978-113-807-559-6
3. Fahy F., Gardonio P. Sound and Structural Vibration (2nd Edition), Academic Press, 2021. ISBN: 978-012-816-206-1
4. Huang L. Design and performance analysis of multi-section expansion chamber muffler based on Actran. Theoretical and Natural Science, 2024. DOI: 10.54254/2753-8818/53/20240122
5. Li F. et al. Structural Performance Analysis and Optimization of Small Diesel Engine Muffler. Processes, 2024. DOI: 10.3390/pr12102186
6. Sedighi S. et al. Effect of muffler design on reducing noise pollution of small engines. Results in Engineering, 2024. DOI: 10.1016/j.rineng.2024.101069
7. Kulkarni S., Kulkarni M., Hujare D. Acoustic analysis of a single expansion chamber reactive muffler. Noise & Vibration Worldwide, 2025. DOI: 10.1177/1351010X251364500
8. Munjal M.L. Theory and design of double-tuned coaxial and flow reversal mufflers. Journal of The Institution of Engineers (India), 2020. DOI: 10.1007/s40032-020-00594-3
9. Kumar K.M., Munjal M.L. State of the art of rational design of efficient mufflers. Noise Control Engineering Journal, 2023. DOI: 10.3397/1/376355
10. Wang X. et al. Numerical investigation of acoustic and flow performance of perforated mufflers. Applied Acoustics, 2021. DOI: 10.1016/j.apacoust.2021.107880
11. Crocker M.J. (Ed.) Handbook of Noise and Vibration Control (2nd Edition), Wiley, 2021. ISBN: 978-111-947-214-0
12. Beranek L., Vér I. Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications (2nd Edition reprint/update), Wiley, 2021. ISBN: 978-047-134-879-7

13. Liu Y. et al. CFD-based analysis of exhaust muffler performance considering back pressure. Energy Reports, 2022. DOI: 10.1016/j.egyr.2022.01.145
14. Singh A., Kumar R. Acoustic performance evaluation of automotive mufflers using FEM. Journal of Sound and Vibration, 2021. DOI: 10.1016/j.jsv.2021.116110
15. Chen H. et al. Design and optimization of expansion chamber mufflers using transfer matrix method. Applied Acoustics, 2020. DOI: 10.1016/j.apacoust.2020.107348

ДОДАТКИ