

**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 «Покращення екологічних показників трактора
зменшенням рівня його шуму»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Павленко М.Ю.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Смаженко Максим Борисович

(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

Смаженко Максим Борисович

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

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Покращення екологічних показників трактора зменшенням рівня його шуму»

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: конструктивні елементи системи шумо- та віброізоляції кабін сільськогосподарських тракторів та їх характеристики

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ _____

1. Аналіз стану питання. мета і завдання досліджень _____
2. Передумови створення шумозахисту трактора К-701 _____
3. Обґрунтування шумоізоляції кабін трактора К-701 _____
4. Результати розрахунку ефективності шумоізоляції трактора К-701 _____
5. Техніко-економічна ефективність _____

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)

Павленко М.Ю.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Смаженко М.Б.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина дипломного проекту викладена на 64 сторінках пояснювальної записки і 10 слайдів презентації, ілюстрована 21 рисунком.

Пояснювальна записка складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема дипломного проекту: «Покращення екологічних показників трактора зменшенням рівня його шуму».

Розроблена шумозахисна композитна конструкція для облицювання внутрішньої поверхні металевого огороження кабіни трактора К-701 включає чотири послідовно встановлені матеріали: перфоровану гуму товщиною 4 мм; металеву фольгу або склопластик – 0,5 мм; базальтове волокно «БСТВ» – 30 мм; захисне облицювання ПБС – 5 мм. Розроблена звукопоглинальна композитна конструкція для облицювання внутрішньої поверхні металевого огороження стелі кабіни трактора К-701 включає п'ять послідовно встановлених матеріалів: Ізотон-В товщиною 10 мм; АТМ-3 – 10 мм; БСТВ – 15 мм; Акцент – 10 мм; АТМ ЮС – 10 мм.

Застосування запропонованої шумоізоляції дозволило знизити рівень шуму. На низьких частотах: на частоті 63 Гц – на 12 дБ; на частоті 250 Гц рівень шуму становить 78 дБ при допустимому значенні 82 дБ, зниження склало 13 дБ; на середніх частотах: на частоті 500 Гц відповідно 73 дБ і 78 дБ, зниження склало 14 дБ; на високих частотах: рівень шуму на частоті 4000 Гц знижено з 76 дБ до 61 дБ (при нормі 71), а на частоті 8000 Гц – з 68 дБ до 45 дБ (при нормі 69).

Ключові слова: кабіна трактора; трактор К-701; шумоізоляція; шумозахисна конструкція; звукопоглинальна конструкція; композитний матеріал; звукопоглинання; шумоізоляційне облицювання; рівень шуму; акустичний комфорт.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ...	7
1.1 Вплив підвищених шумів на працездатність і здоров'я людини.....	7
1.2 Стан рівня шуму в сучасному тракторі загального призначення	10
1.3 Аналіз джерел шуму трактора К-701	12
1.4 Аналіз існуючих засобів і досліджень, спрямованих на зниження шуму.....	15
РОЗДІЛ 2 ПЕРЕДУМОВИ СТВОРЕННЯ ШУМОЗАХИСТУ ТРАКТОРА К-701	21
2.1 Аналіз способів шумозахисту в мобільних машинах з двигуном внутрішнього згоряння.....	21
2.2 Дослідження шумопоглинання кожуха	22
2.3 Теоретичне дослідження поширення звукової хвилі крізь пружні сферичні оболонки.....	27
РОЗДІЛ 3 ОБҐРУНТУВАННЯ ШУМОІЗОЛЯЦІЇ КАБІНИ ТРАКТОРА К-701 ..	34
3.1 Акустичне дослідження звукоізоляції огороження	34
3.2 Розроблення вібродемпфувальної конструкції	36
3.3 Розробка та обґрунтування параметрів звукопоглинальної конструкції огороження кабіни	44
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ЕФЕКТИВНОСТІ ШУМОІЗОЛЯЦІЇ ТРАКТОРА К-701	49
4.1 Результати експериментальних досліджень запропонованої шумоізоляції трактора К-701 з вихідним склінням кабіни.....	49
4.2 Результати теоретичних досліджень шумоізоляції трактора К-701 із запропонованим склінням кабіни	51
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ	55
ВИСНОВКИ.....	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	61
ДОДАТКИ.....	63

ВСТУП

Шум різної інтенсивності виникає в процесі роботи більшості сільськогосподарських машин і тракторів та є причиною швидкої втомлюваності й зниження працездатності операторів. Тривалий вплив звуку високої інтенсивності на людину призводить до втрати слуху та інвалідності. Одним із недоліків потужних тракторів також є високий рівень шуму, що є причиною швидкої втомлюваності тракториста і, як наслідок, зниження його працездатності. Тривалий вплив шуму високої інтенсивності на людину призводить до втрати слуху та інвалідності. Шум у тракторах і сільськогосподарських машинах є складною проблемою, для вирішення якої застосовується цілий ряд заходів. Так, за останні 30...40 років вимоги, що висуваються до шуму, випромінюваного тракторами, були посилені, а рівень допустимого звукового тиску знижений з 90 дБа до 80 дБа [9,10].

Усе це змусило виробників тракторів застосовувати засоби для зниження рівня шуму вже на стадії проектування та виробництва. Так, наприклад, трактори обладнуються шумоізованими кабінами, двигуни огорожуються капотами з покращеними звукоізовальними та звукопоглинальними властивостями. Використовуються більш ефективні глушники шуму вихлопу та всмоктування. Для зниження вібрації застосовуються більш ефективні віброгасильні подушки кабіни й двигуна. Але зі збільшенням терміну служби шум тракторів посилюється, що викликано збільшенням зазорів, появою люфтів унаслідок зношування, підвищенням шумності двигуна.

Трактор «Кировець» протягом багатьох років є одним із найбільш затребуваних колісних тракторів у сільському господарстві нашої країни.

Дослідження рівня шуму в кабіні трактора К-701 показали значне перевищення допустимих значень. При роботі з ковшовим навантажувачем на навантаженні гною рівень шуму в кабіні становив 90 дБа, що призводить до підвищеної втомлюваності тракториста і, як наслідок, зниження продуктивності його праці. Нові трактори К744 мають рівень шуму на робочому місці 80 дБа, але зі збільшенням терміну експлуатації шум таких тракторів також посилюється,

рівень звукового тиску всередині кабіни такого трактора може значно перевищувати допустиму величину, що призводить до підвищеної втомлюваності тракториста. Таким чином, можливості трактора щодо продуктивності не можуть бути реалізовані в повному обсязі через шумовий вплив на тракториста і, крім цього, можливі віддалені наслідки для його здоров'я.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Вплив підвищених шумів на працездатність і здоров'я людини

Шум – безладне поєднання різних за рівнем і частотою звуків. Шум не тільки діє на слуховий апарат, але може викликати розлади серцево-судинної та нервової систем, травного тракту, гіпертонічну хворобу, запаморочення, послаблення уваги, уповільнення психічних реакцій, підвищену схильність до різних захворювань тощо. Підвищений шум, за даними спеціалістів, є причиною майже 30% професійних захворювань у містах, де акустичне забруднення, що характеризується еквівалентним рівнем звуку, досягає 70...75 дБа (норма у денний час – 55 дБа), тобто перевищення становить 15...20 дБа або у 3...4 рази за суб'єктивним відчуттям гучності [9, 10].

Вухо людини сприймає звукові коливання з частотою від 16 до 20000 Гц. Звуки з частотою нижче 16 Гц називають інфразвуками, а вище 20000 Гц – ультразвуками. Інфразвуки й ультразвуки також впливають на людину, але вона їх не чує.

Основними фізичними параметрами шуму є: звуковий тиск P і рівень звукового тиску L_p , частота f , інтенсивність звуку I та її рівень L_I .

Рівень звукового тиску в децибелах (дБ) визначають за формулою:

$$L_p = 20 \lg \left(\frac{P}{P_0} \right), \quad (1.1)$$

де P – звуковий тиск у точці спостереження, Па; $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па – порогова величина звукового тиску, що є порогом чутності людини з нормальним слуховим апаратом при частоті 1000 Гц.

Рівень інтенсивності звуку (дБ) визначається за формулою:

$$L_I = 10 \lg \left(\frac{I}{I_0} \right), \quad (1.2)$$

де I – фактична інтенсивність звуку в даній точці, Вт/м²; I_0 – порогове значення інтенсивності; $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м².

Деякі дані щодо шуму: 3...20 дБ – нешкідливо для людини, це природний шумовий фон; 70 дБ – гучна мова; 80 дБ – допустима межа звуків на виробництві; 80...100 дБ – шум мотоцикла, автобуса, вантажівки; 95 дБ – токарний верстат при точінні; 130 дБ – викликає у людини больове відчуття; 190 дБ – вириває заклепки з металу.

Зорова реакція при шумі 90 дБ зменшується на 25%.

При спільному впливі двох джерел шуму з рівнями інтенсивності L_1 і L_2 сумарний рівень інтенсивності шуму $L = L_1 + \Delta L$, дБ, де L_1 – більший із двох сумованих рівнів шуму, ΔL – поправка, що визначається за табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Таблиця поправок щодо шуму

Різниця рівнів двох джерел $L_1 - L_2$, дБ	0	1	2,5	4	6	8	10
ΔL , дБ	3	2,5	2	1,5	1	0,5	0

Рівень інтенсивності звуку на дистанції L від джерела шуму можна визначити за формулою

$$L_I = L_{I_{дж}} - 20 \lg L - 8, \quad (1.3)$$

де $L_{I_{дж}}$ – рівень інтенсивності звуку джерела шуму, дБ; L_I – рівень інтенсивності звуку на відстані L від джерела шуму, дБ.

Залежно від умов роботи рівень звукового тиску оцінюється за двома методами: нормуванням за граничним спектром шуму та нормуванням рівня звуку.

Перший метод нормування є основним для постійних шумів і виражається в децибелах середньоквадратичних тисків у дев'яти октавних смугах частот із середньгеометричними частотами 31,5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Другий метод нормування загального шуму, вимірюваного за шкалою А шумоміра, що називається рівнем звуку, у дБа, використовується для орієнтовного оцінювання постійного та непостійного шуму. Шкала А має частотну корекцію, що відповідає чутливості людського вуха.

Постійний шум – рівень звуку за 8-годинний робочий день змінюється не більше ніж на 5 дБА. Непостійний шум – рівень звуку за 8-годинний робочий день змінюється не менше ніж на 5 дБА. Непостійний шум поділяється на коливний у часі, переривчастий, імпульсний.

Гігієнічні норми допустимих рівнів звукового тиску та рівня звуку на робочих місцях наведені в СанПіН 2.2.4 548-96.

Основними методами боротьби з шумом є:

1. Зменшення шуму в джерелі його виникнення (точність виготовлення вузлів, заміна сталевих шестерень пластмасовими тощо).
2. Звукопоглинання (застосування матеріалів із мінеральної повсті, скловати, поролону тощо).
3. Звукоізоляція. Звукоізолювальні конструкції виготовляються з щільного матеріалу (метал, дерево, пластмаса).
4. Встановлення глушників шуму.

Шум різної інтенсивності виникає в процесі роботи більшості сільськогосподарських машин і тракторів. Залежно від тривалості та інтенсивності впливу шуму відбувається більше або менше зниження чутливості органів слуху, що виражається тимчасовою та постійною зміною порога чутності. Дія шуму на організм людини не обмежується впливом на органи слуху. Через нервову систему він впливає на внутрішні органи, призводячи до значних змін у функціональному стані організму, викликає відчуття занепокоєння та подразнення. Під впливом шуму зменшується концентрація уваги, з'являється втома. Усе це знижує працездатність людини та її продуктивність, якість і безпеку праці.

Проблеми у виконанні складних завдань, особливо якщо необхідні узгоджені дії, можуть виникати при рівнях шуму 95 дБ і вище. А чітке виконання завдань, що потребують високої точності та уважності, може бути проблематичним навіть при рівнях шуму 80...85 дБ. Переривчасті імпульсні шуми є більш дезорганізуючими, ніж постійні шуми. Негативний вплив шумів на людину може тривати і після їх припинення. Це часто виражається у

підвищеній дратівливості до невдалих дій. Більшість учених вбачають зв'язок між впливом підвищених рівнів шуму та виникненням серцево-судинних захворювань і виразкової хвороби.

Існує багато матеріалів, що доводять: при проведенні на підприємстві ефективної програми з обмеження впливу шумів працівники менше схильні до втоми, менш дратівливі та краще сплять уночі. Систематичні дані дозволяють стверджувати, що на такому підприємстві менше нещасних випадків і випадків непрацездатності через хворобу.

Шум чинить руйнівну дію на весь організм людини. Його підривної для здоров'я дії сприяє й та обставина, що захисної реакції на вплив шумів у людини немає.

1.2 Стан рівня шуму в сучасному тракторі загального призначення

Рівень умов праці оператора значною мірою визначає конкурентоспроможність машини на світовому ринку, крім того, їх покращення позитивно позначається на продуктивності роботи оператора. Встановлено, що при зниженні рівня шуму з 93 до 73 дБа продуктивність праці зростає на 7%. Зниження рівня звуку машини з 96 до 83 дБа дозволяє збільшити продуктивність праці на 12% [6].

Досліджувані машини за паспортними даними можуть задовольняти прийняті норми щодо шуму, але в процесі експлуатації величина звукового тиску, що випромінюється механізмами, зростає. У результаті зростає рівень шуму як на робочому місці механізатора, так і навколо трактора.

Рівні шуму (РШ) машин подаються в дБа. Величина дБа є інтегральною в діапазоні частот 31,5...8000 Гц і розраховується таким чином:

$$L = 10 \lg(10^{0,1L_{31,5}-\Delta 1} + 10^{0,1L_{63}-\Delta 2} + 10^{0,1L_{125}-\Delta 3} + \dots + 10^{0,1L_{8000}-\Delta 9}), \text{ дБа} \quad (1.4)$$

Тут L – рівень шуму, виражений у дБа; $L_{31,5}, L_{63}, \dots, L_{8000}$ – рівень шуму, виражений у дБ, на відповідних частотах нормованого діапазону частот 31,5 Гц, 63 Гц, 125 Гц, 250 Гц, 500 Гц, 1000 Гц, 2000 Гц, 4000 Гц, 8000 Гц; $\Delta 1, \Delta 2, \dots, \Delta 9$

– поправки, що враховують фізіологічні властивості шуму, значення яких наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Поправки Δ при розрахунку рівня звуку (РЗ), дБА

f , Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Δ	-26,2	-16,1	-8,6	-3,2	0	+1,2	+1	-1,1

Таким чином, загальний рівень звуку машини (будь-якого джерела звуку) визначається величиною РЗ, вираженою в дБа. Однак остання не характеризує особливості спектра шуму, що визначають вимоги до шумозахисту. Тому значення спектральних складових або значення рівня звукового тиску (РЗТ) на кожній нормованій частоті $L_{31,5}$, L_{63} тощо будуть визначальними при дослідженнях, виконаних в роботі.

У зв'язку з цим актуальним є питання забезпечення сприятливих санітарно-гігієнічних параметрів у кабінах мобільної сільськогосподарської техніки. Одним з основних параметрів є рівень шуму на робочому місці. За останні 10...15 років вітчизняними машинобудівними заводами проведена велика робота щодо зниження рівня шуму в кабінах.

Кабіни сучасних тракторів і сільськогосподарських машин мають герметизовану шумовіброзольовану кабінку. На зовнішню поверхню підлоги настиляється термоізолюваний килимок. Скло кабіни ущільнене гумовими ущільнювачами спеціального профілю з розпірним шнуром, переднє та заднє скло являють собою герметизовані склопакети.

За даними випробувань, рівень шуму в кабіні нових тракторів «Кіровоць» знизився з 91 дБа до 81 дБа при нормі не більше 80 дБа; у трактора К-744 рівень шуму становить 80...81 дБа; у трактора ЛТЗ-60 за останні вісім років шум знизився на 6 дБа і становить 82 дБа, а в кабіні трактора ЛТЗ-155 шум залишився на рівні 82...83 дБ.

Гусеничні трактори ВТ-100 надійшли на випробування у 1994 році з рівнем шуму на робочому місці в межах 80...79 дБа. Однак у даний час у сільському господарстві працює значна кількість тракторів К-701, випущених у 80...90

роках минулого століття, рівень шуму в яких значно перевищує допустимі нормативи. Крім того, вищевказаний для трактора К-744 рівень шуму має місце для нової машини, яка ще не експлуатувалася. Але зі збільшенням терміну служби шум посилюється, що пов'язано з появою люфтів у приводах, підвищенням шумності двигуна, трансмісії та інших агрегатів.

Термошумоізоляція кабіни трактора К-701 досягається встановленням панелей на передній і задній стінках, оббивкою даху картоном і нанесенням на зовнішню поверхню підлоги мастики. Очевидно, що така конструкція недостатньо обґрунтована науковими рекомендаціями і не може забезпечити ефективну шумоізоляцію кабіни трактора.

1.3 Аналіз джерел шуму трактора К-701

Рівень шуму на робочому місці механізатора коливається залежно від навантаження на двигун. Загальний рівень визначається відносною величиною складових шуму, які при зниженні навантаження змінюються нерівнозначно. Рівень шуму на робочому місці значною мірою залежить від розташування робочого місця відносно джерел шуму. Основним джерелом шуму в тракторах є двигун внутрішнього згоряння.

Проведеними дослідженнями складена схема формування шуму в кабіні трактора К-701 (рис. 1.1), що працює з навантажувальним обладнанням. У двигуна трактора є агрегати та вузли, що створюють шум з найбільшим звуковим тиском. До них належать випускна система, система всмоктування, безпосередньо сам працюючий двигун у процесі згоряння палива, вентилятор системи охолодження.

Допустимі шумові характеристики робочих місць у нашій країні регламентуються ДСТУ 12.1.003–83. Нормованою шумовою характеристикою робочих місць при постійному шумі є рівні звукового тиску L .

Рівні звукового тиску (дБ) вимірюються в октавних смугах із середньгеометричними частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

Для орієнтовного оцінювання шумової характеристики робочих місць допускається при постійному шумі приймати рівень звуку РЗ (дБа). З метою визначення інтенсивності шуму на робочому місці оператора проведені дослідження відповідно до ДСТУ 30720–2001 «Шум машин. Визначення рівнів звукового тиску випромінювання на робочому місці та в інших контрольних точках за рівнем звукової потужності».

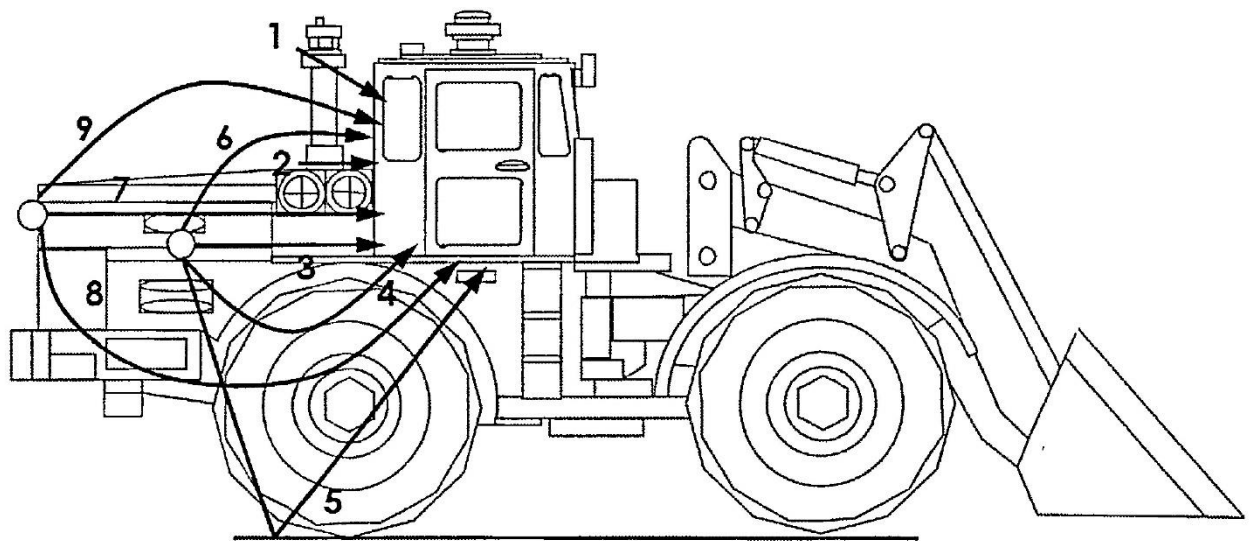
Вимірювання проводилися з використанням шумоміра-віброметра ШП–01В 1 класу точності. Вимірювання рівня звукового тиску цим приладом проводилися незалежно один від одного за програмою, що передбачала дослідження на різних режимах роботи двигуна.

Результатами досліджень трактора К-701 з ковшовим навантажувачем при роботі на навантаженні органічних добрив, представленими в табл. 1.3, встановлені рівні звукового тиску на вищеназваних частотах у порівнянні з нормами ДСТУ 12.1.003–83.

Таблиця 1.3 – Допустимі та встановлені дослідженнями рівні звукового тиску на робочому місці оператора трактора К–701

	Рівні звукового тиску в дБ, на частоті, Гц									РЗ, дБа
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ДСТУ 12.1.003-83	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80
Результати досліджень	93	90	89	90	86	85	81	76	68	90

Аналіз результатів досліджень показує значне перевищення в тракторі К-701 допустимого рівня шуму на частотах 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 Гц. У цілому рівень звуку перевищено на 10 дБа. Таким чином, для покращення умов праці необхідні технічні рішення, спрямовані на зниження шумового впливу на обслуговуючий персонал.



1 – шум випуску, що проникає на робоче місце оператора через панелі огорожень кабіни, з урахуванням дифракційних явищ, за винятком перегородки між моторним відсіком, кабіною та підлогою; 2 – шум всмоктування, що проникає через панелі огорожень кабіни, з урахуванням дифракційних явищ, за винятком перегородки між моторним відсіком, кабіною та підлогою; 3 – шум двигуна, що проникає через перегородку між моторним відсіком і кабіною; 4 – шум двигуна, що проникає через підлогу кабіни безпосередньо; 5 – шум двигуна, що проникає через нижній відкритий проріз у капоті та далі через підлогу кабіни, з урахуванням відбиття від поверхні; 6 – шум двигуна, що проникає через огороження капота та далі через панелі кабіни, за винятком підлоги та перегородки; 7 – шум вентилятора системи охолодження, що проникає через радіатор охолодження та далі через перегородку між моторним відсіком і кабіною; 8 – шум вентилятора системи охолодження, що проникає через радіатор охолодження та далі через підлогу кабіни; 9 – шум вентилятора системи охолодження, що проникає через огороження капота та далі через панелі кабіни, за винятком підлоги та перегородки

Рисунок 1.1 – Схема джерел шуму в кабіні трактора К-701 з навантажувальним обладнанням

1.4 Аналіз існуючих засобів і досліджень, спрямованих на зниження шуму

Теоретичному та експериментальному дослідженню шуму в ланцюгових передачах присвячено достатньо багато робіт [1 – 9]. Наприклад, найбільш повно питання шумоутворення в ланцюгових передачах розглянуті в роботах [1, 2, 7, 10]. У роботах [7, 10] велика увага приділена питанню причин виникнення шуму з точки зору механічних і аеродинамічних явищ у ланцюгових передачах. Наведено аналіз отриманих спектрів шуму та запропоновано методику наближеного визначення рівня звукового тиску передач із роликовим ланцюгом.

Зниження шуму вихлопу та всмоктування ДВЗ досягається застосуванням глушників [2, 8, 9, 10, 11, 13]. Глушники в основному застосовуються трьох типів: реактивні, де звук відбивається в елементах розширення та звуження; абсорбційні, де звук знижується при переході в тепло у звукопоглинальному елементі; а також комбіновані. У багатьох дослідженнях, присвячених шуму будівельно-дорожніх машин [2, 6, 7], вказується на помітний внесок шуму випуску в процеси шумоутворення, що свідчить про недостатню опрацьованість конструкцій глушників. Зниженню шуму транспортних машин глушниками також присвячена робота [8]. Автором виконані дослідження, що встановлюють зв'язок між акустичними характеристиками, протитиском і конструкціями глушників шуму вихлопу двигунів внутрішнього згорання; розроблені рекомендації щодо проектування глушників шуму вихлопу двигунів внутрішнього згорання транспортних машин.

Дослідження шуму будівельно-дорожніх машин дозволили досягти зниження внутрішнього та зовнішнього шуму будівельно-дорожніх машин. Роботи зі зниження шуму проводилися експериментальними методами. Методи та засоби зниження шуму можна поділити на [2, 4, 5, 8]: зниження шуму в джерелі утворення; зниження шуму на шляху від джерела до точки спостереження; зниження шуму в точці спостереження (лише для внутрішнього шуму).

Інтенсивність джерел значною мірою пов'язана з їх швидкісним режимом, тому зменшення частоти обертання валів, вентилятора тощо зменшує шум. У [2,

4, 11] відзначається зниження шуму двигунів будівельно-дорожніх машин на 2..3 дБа шляхом зниження на 200...500 числа обертів двигуна за хвилину. Також зазначається, що двигуни з водяним охолодженням на 3...4 дБа тихіші, ніж двигуни з повітряним охолодженням [2, 6].

Для зменшення шуму від гусеничного рушія в будівельно-дорожніх машинах використовуються прогумовані гусениці [4].

Найбільш поширеною конструкцією для зниження шуму на шляху поширення є звукоізолювальні капоти на двигун внутрішнього згоряння [2, 4, 5, 7]. Капоти виготовляються металевими з покриттям внутрішніх поверхонь звукопоглинальними матеріалами. Застосовуються спеціальні акустично оброблені канали систем повітряного охолодження. Ефективність таких капотів може досягати 10...12 дБА. Застосовуються також капоти з вуглецевих матеріалів і базальтового скловолокна. У конструкціях стінок капотів знаходять застосування також сендвіч-конструкції, які мають хороші вібродемпфувальні властивості.

Останнім часом для зниження шуму знаходять застосування акустичні екрани [3, 6, 7]. Зокрема, був запропонований акустичний екран між джерелом шуму аеродинамічного походження та кабіною, ефективність якого склала понад 20 дБа [5]. Іноді використовуються акустичні екрани для захисту відкритого робочого місця, ефективність яких досягає 8...10 дБа [3, 6].

Основний захід щодо зниження шуму на робочому місці – застосування звукоізолювальних кабін [2, 5, 7, 13]. Кабіна виконується акустично герметизованою з високим ступенем звукоізоляції.

В роботі [9] розроблені основні розрахункові схеми для зовнішніх і внутрішніх звукових полів, отримані математичні моделі, що описують утворення зовнішніх і внутрішніх звукових полів з урахуванням акустичної потужності джерел, відстані від джерела до розрахункової точки, акустичних властивостей і характеру звукового поля замкнутого об'єму, з якого випромінюється звук; звукоізоляції (ЗІ), площі огорожувальних панелей та їх орієнтації в просторі, розташування джерела звуку, звукопоглинання

відбивальної поверхні; звукопоглинальних властивостей і геометричних розмірів капота та кабіни, відстані від джерела до кабіни; дифракційних властивостей кабіни, розмірів випромінювачів звуку, розташування джерела в просторі, звукопоглинальних властивостей огорожувальних конструкцій і дифракції звуку через їх елементи.

Отримані вирази стали основою для вдосконалення методів розрахунку шуму, які були виконані для 12 типів будівельно-дорожніх машин різного конструктивного виконання. На підставі виконаних досліджень розроблені загальні рекомендації щодо зниження зовнішнього та внутрішнього шуму на будівельно-дорожніх машинах.

Зовнішній шум: застосування огорожувальних конструкцій на робочі органи, збільшення звукоізоляції капота, застосування звукопоглинання, ліквідація відкритого прорізу в нижній частині капота, зменшення шуму вентилятора.

Зниження шуму в кабіні: збільшення звукоізоляції підлоги та перегородки між капотом і кабіною, збільшення ефективності глушників шуму випуску ДВЗ, застосування звукопоглинання в кабіні та під капотом. Найбільший ефект досягається застосуванням звукоізоляції та звукопоглинання у звукоізолювальних кабінах, звукоізолювальних капотах, установленням вібропоглинальних покриттів на панелях кабіни.

Виконані дослідження акустичних властивостей основних штатних огорожувальних конструкцій шумозахисту дорожніх машин: отримані значення звукопоглинання та звукоізоляції звукоізолювальних капотів і кабін, показані шляхи їх удосконалення та можливий ефект шумоглушення.

Для силових установок дрезин (ДВЗ, насосна станція, двигуни) рекомендуються [6] капоти повністю закриті з багатошаровими стінками (рис. 1.2). При цьому рекомендуються матеріали з великим діапазоном товщин. Не зовсім зрозуміло, як впливає зміна товщини з 6 до 20 мм, наприклад, полімеру «Агат». Те саме стосується товщини звукопоглинального матеріалу – пінополіуретану або поропласту.

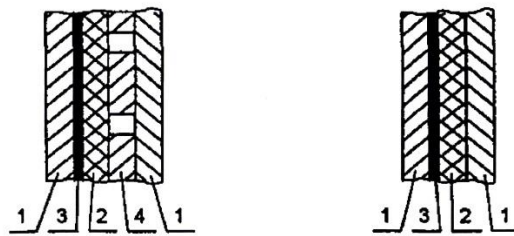
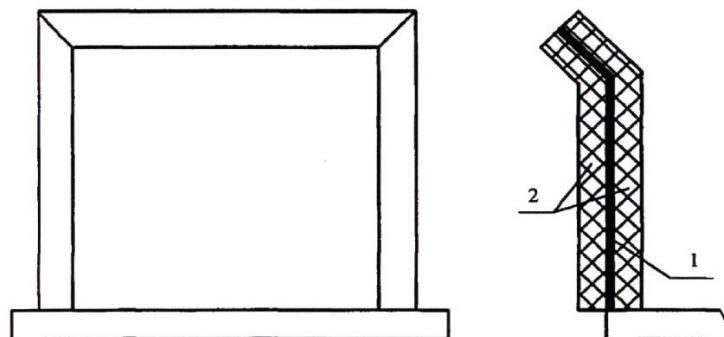


Рисунок 1.2 – Схема стінок капота силових установок дрезин

1 – металевий лист ($\delta = 1,5 \dots 2,5$ мм); 2 – звукопоглинальний шар із пінополіуретану, поропласту або повсті ($\delta = 6 \dots 20$ мм); 3 – вібродемпфувальне покриття (мастика ВД-17-58 або мастика № 579) ($\delta = 1,8 \dots 2$ мм); 4 – листовий полімерний матеріал «Агат» або ВМЛ-25 ($\delta = 6 \dots 20$ мм).

Вищеописана конструкція має великий розкид товщин матеріалів, що свідчить про недостатню її дослідженість. Крім того, умови роботи дрезин та інших дорожньо-будівельних машин значно відрізняються від умов роботи тракторів. Досліджень рівня шуму сільськогосподарських тракторів і комбайнів значно менше. Внаслідок цього шумовий вплив на трактористів і комбайнерів значно перевищує допустимі норми. Як один із засобів шумоізоляції використовуються акустичні екрани. Дослідження [6] дозволили створити конструкцію акустичного екрана (рис. 1.3) для комбайнів «Дон-1500» від зовнішніх джерел, виконаного зі сталевих листів та двох мінераловатних плит. Застосувати цю конструкцію в тракторах типу «Кіровоць» неможливо через інше розташування двигуна, інші умови формування шуму, його частотні характеристики та конструкцію огорожень кабіни й капота.



1 – сталевий лист; 2 – мінераловатна плита

Рисунок 1.3 – Схема акустичного екрана, запропонованого [6] для зниження шуму в кабінах комбайнів «Дон-1500» від зовнішніх джерел

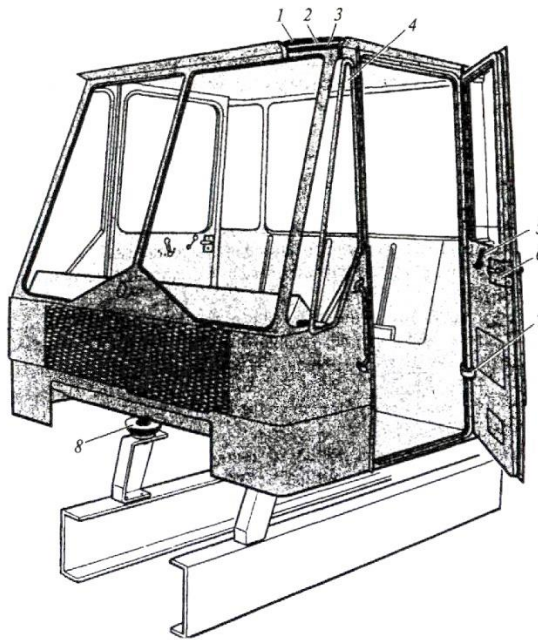
На підставі аналізу даних досліджень можна зробити висновки, що дозволяють визначити найбільш ефективні шляхи вирішення проблеми звукоізоляції робочого місця тракториста тракторів К-701. Зниження шуму, застосоване на тракторах К-744, ґрунтується на використанні більш збалансованого двигуна, більш ефективного глушника, а також на зниженні шуму інших джерел. Шумоізоляція кабіни ґрунтується на одношаровому матеріалі. Унаслідок цього використання шумоізоляції трактора К-744 на тракторі К-701 буде малоефективним. Крім того, досягнуте зниження рівня шуму в тракторі К-744 до значень 80...81 дБа також не може вважатися оптимальним. Акустично комфортні машини повинні мати рівень шуму 60...65 дБа.

Найбільш ефективним способом зменшення шумового впливу на оператора є шумоізоляція робочого місця тракториста від джерел шуму, проаналізованих на рис. 1.1. Трактори, що випускаються в даний час, мають кабіни, у яких передбачено зниження впливу шуму на тракториста.

На тракторах Т-150К кабіна (рис. 1.4) закріплена на рамі на чотирьох гумових амортизаторах 8 і покрита шумоізоляційною мастикою 2, картоном 1, а також водонепроникним картоном 3 [6].

У кабінах тракторів РТМ-160 і РТМ-160У передня панель, підлога та дах покриті шумоізоляційною мастикою. Для усунення вібрації кабіна встановлена на шасі трактора на чотирьох гумових віброізоляторах [2].

Таким чином, основним шумозахисним матеріалом на вітчизняних тракторах є шумоізоляційна мастика – одна або в поєднанні з картоном. Очевидно, що відсутність досліджень щодо обґрунтування товщини цих матеріалів та їх звукопоглинальних і звукоізолювальних властивостей стосовно сільськогосподарських тракторів не дозволяє забезпечити захист від шуму в усьому діапазоні випромінюваних частот.



1 – шумоізоляційний картон; 2 – шумоізоляційна мастика; 3 – водонепроникний картон; 4 – бокове вікно передньої стінки; 5 – склопідйомник; 6 – замок; 7 – обмежувач; 8 – амортизатор

Рисунок 1.4 – Кабіна трактора К-150К

На закордонних тракторах цій проблемі приділяється більше уваги. Так, в якості шумозахисних матеріалів використовуються покриття зі скловати, пінний пінополіуретан, вініл, перфоровані листові панелі та ін. Ці матеріали забезпечують різницю в 14 дБа між рівнем шуму зовні та всередині кабіни при роботі двигуна на повну потужність.

Аналіз стану шумозахисту тракторів «Кіровоць», а також інших серійних машин показав недостатній захист тракториста від впливу шуму. Досліджень, що дозволяють обґрунтувати склад і параметри шумозахисту, недостатньо. Дослідження рівня шуму в кабіні трактора К-701 показали значне перевищення допустимих значень. При роботі з ковшовим навантажувачем на навантаженні гною рівень шуму в кабіні становив 90 дБа при нормі 80 дБа, що призводить до підвищеної втомлюваності тракториста і, як наслідок, зниження продуктивності його праці. Таким чином, можливості трактора щодо продуктивності не можуть бути реалізовані в повному обсязі через шумовий вплив на тракториста.

РОЗДІЛ 2 ПЕРЕДУМОВИ СТВОРЕННЯ ШУМОЗАХИСТУ ТРАКТОРА К-701

2.1 Аналіз способів шумозахисту в мобільних машинах з двигуном внутрішнього згоряння

Для зниження шумів, випромінюваних двигуном та іншими агрегатами, застосовуються такі основні методи:

- зниження інтенсивності випромінюваних шумів (забезпечення необхідної потужності при мінімально можливій частоті обертання; «пом'якшення» процесу згоряння палива; зменшення зазору між поршнем і стінкою циліндра (спеціальні конструкції поршнів); застосування спеціальних конструкцій клапанно-розподільного механізму; балансування двигуна (наприклад, за рахунок встановлення шести циліндрів));
- максимально можливе виключення передачі звукової вібрації від її джерел (камера згоряння, клапани тощо) до великих, значних за площею звуковипромінюючих деталей, таких як картер або піддон;
- застосування ефективних шумопоглинальних і шумоізолювальних оболонок (у капотах, кабінах тощо).

При реалізації цих заходів слід мати на увазі, що можливості перших і других із них за наявності вже існуючої машини обмежені, і суттєвого ефекту можна досягти, в основному, за рахунок третього способу.

Існують апробовані конструктивні рішення, засновані на досвіді експлуатації машин з двигуном внутрішнього згоряння. Однак у даний час недостатньо математичних методів оцінювання шумозахисних властивостей капотів і кабін, що дозволяють вибирати оптимальні параметри конструкції залежно від конкретних умов застосування. Унаслідок цього обґрунтовано застосувати ці рішення до трактора К-701 не є можливим.

Виконаємо аналіз механізму шумоглушення замкненої оболонки, всередині якої знаходиться випромінювач шуму.

2.2 Дослідження шумопоглинання кожуха

Дослідження в галузі розрахунку та проектування кожухів (огорожень) обмежувалися результатами експериментів, на основі яких формулювалися рекомендації щодо створення конструкції кожухів. Існують роботи [1, 2, 6], що показують вплив товщини оболонки, її форми на шумозахисні властивості огороження.

У загальному вигляді поле всередині кожуха вважалося дифузним, і домінував статистичний метод розрахунку ефективності. Зазначені припущення не пояснювали взаємопов'язаний розподіл звукового тиску в невеликому просторі між вібруючою поверхнею джерела звуку та поверхнею огороження, не враховували його резонансні властивості.

Конструктивною особливістю огорожень сільськогосподарських тракторів є наявність на внутрішній поверхні панелі шару звукопоглинального матеріалу, ефективність якого оцінюється коефіцієнтом звукопоглинання α . При початковій фазі роботи джерела звуку тиск усередині об'єму, укладеного, наприклад, капотом або кожухом, зростає, доки не буде досягнутий енергетичний баланс, що визначається виразом:

$$\langle p^2 \rangle = \frac{N_u - N}{\alpha}, \quad (2.1)$$

де $\langle p^2 \rangle$ – середньоквадратичне значення звукового тиску всередині об'єму капота; N_u – потужність джерела; N – потужність звуку, що пройшов крізь капот; α – коефіцієнт поглинання внутрішнього облицювання капота.

Збільшення коефіцієнта поглинання α внутрішнього облицювання капота обмежує зростання тиску у внутрішньому об'ємі капота. Отже, у загальному випадку для реалізації звукоізолювальної здатності капота або кожуха необхідно вносити втрати, що забезпечують ефективне шумопоглинання. На рис. 2.1 наведені результати розрахунку ефективності звукоізоляції капота з урахуванням звукопоглинальних властивостей внутрішнього облицювання для панелей, виконаних зі сталі та алюмінію.

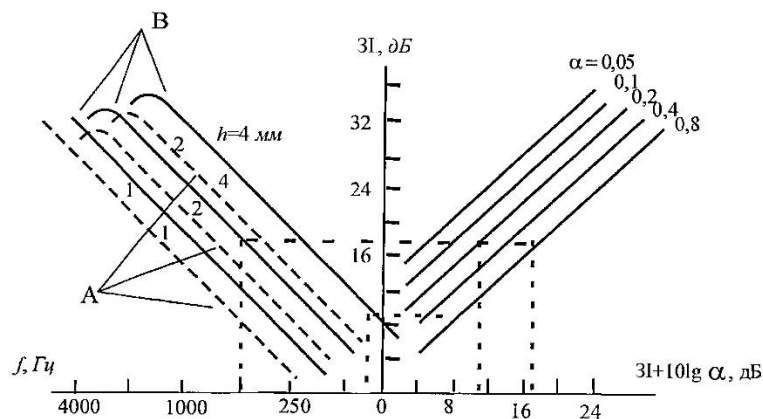


Рисунок 2.1 – Номограма розрахунку звукоізоляції ЗІ капота для різних значень товщин стінок ($h = 1, 2$ і 4 мм) та коефіцієнта звукопоглинання внутрішнього облицювання α для алюмінію (А) та сталі (В)

З рис. 2.1 видно, що, наприклад, на частоті 500 Гц сталева панель товщиною 2 мм має звукоізоляцію 18 дБ, яка в умовах роботи замкнутого простору знижується до 10 дБ при коефіцієнті звукопоглинання $\alpha = 0,1$. Збільшення звукопоглинання до $\alpha = 0,6$ призведе до збільшення ефективної звукоізоляції капота до 16 дБ.

Таким чином, розробка шумозахисту капота та кабіни полягає не лише в обґрунтуванні параметрів пружної оболонки (панелі), що забезпечує звукоізоляцію. Звукоізоляція пластини в умовах замкнутого простору різко зменшується за відсутності поглинання звуку в конструкції кожуха. Внесення втрат рівня звуку шляхом внутрішнього облицювання панелі забезпечує, при правильному виборі звукопоглинальних елементів, реалізацію звукоізолювальної здатності стінок кожуха. Отже, основним напрямом удосконалення є створення звукопоглинальних конструкцій, що мають максимальне звукопоглинання в усьому діапазоні регламентованих частот.

Встановимо зв'язок між тиском звуку всередині капота та коливальними характеристиками джерела звуку. Припускаємо ідеалізовану модель (коливальна швидкість постійна по поверхні), яка має прямокутну форму розміром $L_x \times L_y$ в площині $z = 0$, поверхня оболонки капота розташована паралельно випромінювачу на відстані $z = L$ від нього.

Коливальне прискорення вібруючої поверхні джерела та тиск p всередині кожуха пов'язані залежністю: при $z = 0$, тобто на поверхні джерела

$$dp / dz = -\rho dv / dt. \quad (2.2)$$

Розв'язок цього рівняння такий:

$$p(z) = \frac{\rho c^2 v k \cos(L - z)}{\sin L}, \quad (2.3)$$

де ρ – густина повітря; $k = \frac{2\pi f}{c}$; c – швидкість звуку в повітрі; v – швидкість руху вібруючої поверхні; z – координата.

Введемо вираз для статичної жорсткості B порожнини повітря, укладеного між площиною випромінювача та оболонкою капота, де оболонка має розміри $L_x \times L_y \times L$.

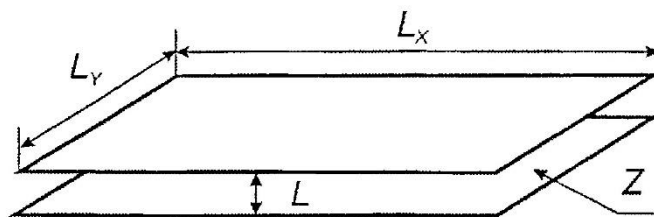


Рисунок 2.2 – Схема поверхні оболонки капота з розмірами $L_x \times L_y$, розташованої паралельно випромінювачу Z на відстані $z = L$ від нього

$$B = \frac{4\rho c^2 L_x L_y}{L}. \quad (2.4)$$

Тоді на поверхні капота, при $z = L$, звуковий тиск має вигляд:

$$p(L) = \frac{Bv}{4L_x L_y} \frac{kL}{\sin(kL)}. \quad (2.5)$$

Із виразу (2.5) видно, що тиск, який збуджує панель капота, має осцилюючий характер, причому максимальне значення спостерігається за умови $kL = n\pi$, де $n \rightarrow 1, 2, 3, \dots$

У разі нанесення звукопоглинального матеріалу на внутрішню поверхню панелі капота, останній вираз перетворюється до іншого вигляду:

$$p(L) = \frac{Bv}{4L_x L_y F(\alpha)} \frac{kL}{\sin(kL)}, \quad (2.6)$$

Звукове поле всередині капота формується не лише перевідбитими на межах поверхонь джерела звуку та панелі кожуха хвилями, а й залежить від коливального процесу панелі, яка, вібруючи, може випромінювати звукове поле або не випромінювати поле залежно від фізичних властивостей пластини та умов її закріплення.

Характерним параметром ефективності випромінювання є критична частота f_k , на якій довжина хвилі в панелі λ_g дорівнює довжині випромінюваної звукової хвилі λ_0 . Критична частота дорівнює:

$$f_k = \frac{c_0^2 \sqrt{3(l - \sigma^2)}}{\pi c_n h_n}, \quad (2.7)$$

де c_n – швидкість хвиль стиснення в панелі; h_n – товщина панелі; σ – коефіцієнт Пуассона матеріалу панелі.

На частоті $f < f_k$ не відбувається інтенсивного звуковипромінювання, енергія коливань панелі переходить в енергію перенесення маси повітря поблизу пластини. Однак у низькочастотному діапазоні, коли коливання пластини визначається стоячими хвилями, спостерігається інтенсивне звуковипромінювання на краях панелі в районі чвертьхвильових ділянок, розташованих по межах пластини.

Розподіл вібрацій на поверхні прямокутної панелі розміром $L_x \times L_y$ при жорсткому закріпленні кромek можна записати таким чином:

$$u(x, y) = u \cos k_n x \cos k_m y, \quad (2.8)$$

де:

$$k_n = \frac{(n + 0,5)\pi}{L_x}; k_m = \frac{(m + 0,5)\pi}{L_y}. \quad (2.9)$$

При коливаннях, контрольованих жорсткістю панелі, на частотах, коли виконується умова $\sqrt{k_n^2 + k_m^2} > k$, інтенсивного звуковипромінювання не

відбувається. Процес передачі звуку визначається лише механізмом звукопроходження крізь пластину.

На низьких частотах звуковий тиск усередині кожуха прагне до однорідності (рівномірності). Дійсно, коли швидкість звуку в повітрі більша за структурну швидкість хвиль в панелі, акустичне середовище прагне вирівняти тиск на поверхні панелі. Отриманий усереднений у просторі тиск пропорційний середньому зміщенню і дорівнює відносній зміні об'єму повітря, укладеного в оболонці кожуха, помножений на об'ємний модуль пружності.

Враховуючи вирази (2.4) і (2.8), можна записати:

$$p(L) = -\frac{(-1)^{m+n} Bu}{(2m+1)(2n+1)\pi^2 L_x L_y}. \quad (2.10)$$

Отриманий вираз (2.10) визначає праву частину рівняння коливань пластини.

Власні частоти коливань кожуха визначаються виразом:

$$\omega_{mn} = \pi c_{32}^2 \sqrt{\frac{m^2}{L_x^2} + \frac{n^2}{L_y^2}}, \quad (2.11)$$

де $c_{32} = \sqrt[4]{\frac{Eh^3}{12(1-\sigma^2)}}$; h – товщина кожуха; E , σ – модуль Юнга та коефіцієнт Пуассона матеріалу кожуха; $M = gh$; c_{32} – швидкість згинальних хвиль у кожусі.

Коефіцієнт механічних втрат η , що враховує структурне затухання хвиль у матеріалі кожуха, визначає комплексність модуля Юнга матеріалу. Остаточне коригування необхідно ввести, враховуючи вплив повітряної подушки, утвореної простором між випромінювачем звуку та кожухом. Власна частота панелі кожуха розраховується з урахуванням реактивного імпедансу повітряної подушки таким чином:

$$\bar{\omega}_{mn}^2 = \omega_{mn}^2 + \frac{64 \frac{B}{M}}{\pi^4 (2n+1)^2 (2m+1)^2}. \quad (2.12)$$

Вплив повітряної подушки швидко зникає зі зростанням порядку, однак вплив L може бути регулятором власних частот у низькочастотному діапазоні.

У табл. 2.1 наведені порівняльні значення власних частот сталевий панелі товщиною $h=1,6$ мм і розміром $2L_x \times 2L_y = 900 \times 600$ мм, що коливається у вакуумі та на повітряній подушці товщиною 25 мм. Власні частоти оболонки кожуха в реальних умовах зміщуються в бік високих частот.

Таблиця 2.1 – Власні частоти панелі кожуха у вакуумі та в реальних умовах

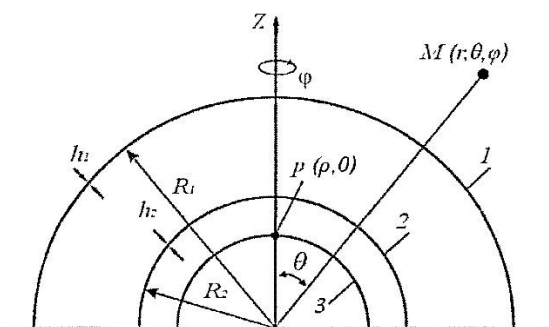
m	n	f_{mn} в вакуумі, Гц	f_{mn} , в реальних умовах, Гц
0	0	15,1	37,0
1	0	52,4	53,6
0	1	98,0	99,6
1	1	136,2	136,3
2	1	210,8	210,8

Аналіз отриманих виразів показує, що ефективність кожуха підвищується не лише шляхом збільшення товщини панелі, коефіцієнта звукопоглинального облицювання, коефіцієнта механічних втрат панелі, але й збільшенням згинальної жорсткості конструкції кожуха. Підвищення значень жорсткості особливо ефективно на низьких частотах, на яких шумозахисні властивості кожуха є найменш ефективними. Збільшення згинальної жорсткості можна досягти введенням кривизни панелі. Крім того, ефективна шумоізоляція металевих кожухів можлива при великій його товщині, забезпечити яку складно через велику масу. Тому основним напрямом є створення звукоізолювального облицювання.

2.3 Теоретичне дослідження поширення звукової хвилі крізь пружні сферичні оболонки

Розглянемо задачу проходження звуку крізь дві концентричні оболонки, розташовані на жорсткій основі. Схема двооболонкової конструкції представлена на рис. 2.3. Властивості зовнішньої оболонки будемо характеризувати параметрами з індексом 1, властивості внутрішньої – параметрами з індексом 2. Джерело шуму припустимо розташованим усередині оболонок у точці з координатами $(r,0)$, тобто на осі Z сферичної системи

координат на відстані ρ від її початку. Унаслідок розташування джерела на осі Z задача є осесиметричною, і це дає можливість спростити систему рівнянь коливань оболонки. Дослідження кожуха, виконаного у вигляді паралелепіпеда, пов'язане з великими проблемами математичного характеру. Розв'язання задачі у представленому вигляді дозволить з'ясувати основні закономірності механізму звукопроходження крізь замкнуті оболонки. Прийнемо припущення, що джерело звуку є точковим.



1 – перша оболонка; 2 – друга оболонка; 3 – випромінювач звуку

Рисунок 2.3 – Схема двооболонкового огородження

Урахування впливу жорсткої основи на характер коливань оболонок і випромінювання звуку досягається застосуванням методу дзеркальних відображень [6], що можливо лише у випадку плоских меж з ідеальними властивостями.

У результаті задача зводиться до задачі дифракції звукової хвилі від двох точкових джерел однакової продуктивності, розташованих в області III (рис. 2.4) на двох пружних концентричних сферах.

Кожна сфера складається з двох півсфер, з'єднаних між собою таким чином, що тангенціальні складові зміщення на контурах $\theta = \pi / 2$ при $r = R_1$ і $r = R_2$ відповідно відсутні.

У цікавому для нас частотному діапазоні та діапазоні товщин виконується умова $h \ll \lambda$. У цьому випадку є обґрунтованим використання безмоментної теорії тонких пружних оболонок. Величина вектора зміщення частинок пружного середовища приймається постійною за товщиною оболонки, а

напруження згину малими порівняно з напруженнями, пов'язаними із зусиллями в серединній поверхні.

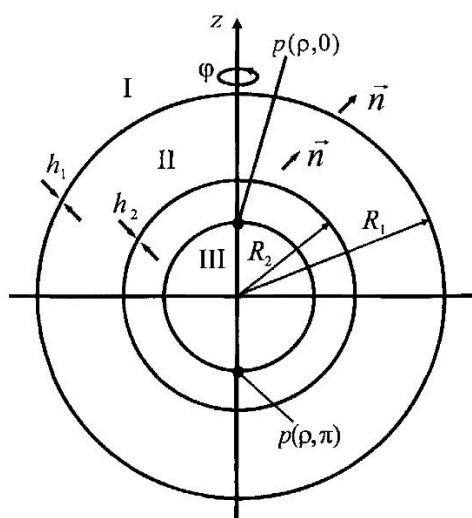


Рисунок 2.4 – Схема формування та проходження звукових хвиль

Звичайний спосіб розв'язання задачі полягає в безпосередньому підставленні виразів для звукових полів у рівняння руху оболонки. При цьому необхідно використовувати граничні умови при $r = R_i$, що виражають нерозривність радіальної коливальної швидкості частинок при поширенні звуку через оболонку з однієї області в іншу, і рівність коливальних швидкостей частинок середовища та матеріалу оболонки. Такий спосіб розв'язання призводить до системи алгебраїчних рівнянь високого порядку, що ускладнює аналітичне розв'язання. Доцільніше з рівнянь руху оболонки визначити механічні показники оболонок. Розв'язання задачі спрощується в результаті розкладання системи алгебраїчних рівнянь на дві системи меншого порядку.

Отримаємо коефіцієнт проходження звукового тиску крізь пружну півсферичну оболонку у випадку розташування джерела випромінювання на початку координат $\rho = 0$:

$$\tau = \frac{\rho_{сеп} c}{\rho_{сеп} c + (kR_1)^2 J_1(kR_1) h_1(kR_1) Z_{10}}. \quad (2.13)$$

На резонансі оболонки, тобто при $Z_{01} = 0$, коефіцієнт проходження $\tau = 1$. Аналогічна ситуація має місце при $J_1(kR_1) = 0$.

Існує нескінченна множина значень kR_1 , що задовольняють зазначеному рівнянню. Очевидно, що існують такі значення хвильового радіуса сфери, при яких можливі власні коливання повітря в об'ємі, укладеному всередині сфери з абсолютно жорсткими стінками.

На низьких частотах, як уже зазначалося, внаслідок збільшення механічного імпедансу оболонки, модуль коефіцієнта проходження звуку повинен суттєво зменшуватися.

Таким чином, виконані вище теоретичні дослідження дозволяють зробити висновок про те, що одиночна оболонка кожуха має низьку звукоізолювальну ефективність. При резонансах повітряних мас, обмежених оболонкою кожуха, коефіцієнт звукопроходження $|\tau|=1$. Звукоізолювальна ефективність плоского листа вища, ніж звукоізоляція кожуха, виконаного з того самого металу. Замкнений об'єм концентрує енергію звуку, звукоізолювальні властивості кожуха нівелюються збільшенням звукового тиску всередині нього.

Згідно з теоретичними дослідженнями, встановлення другої оболонки кожуха може за певних умов збільшувати звукоізолювальну ефективність у всьому діапазоні частот. У отриманому вище строгому розв'язанні задачі звукопроходження крізь систему оболонок враховується взаємодія обох оболонок, що призводить до встановлення складного режиму їх коливань. Взаємодія пов'язана зі зміною опору випромінювання кожної оболонки, що працює в комплексі, порівняно з одиночною. Чисельний експеримент показав резонансний характер частотної залежності коефіцієнта звукопрозорості кожуха. На низьких частотах механізмом звукопроходження керують об'ємні резонанси, обмежені оболонками кожуха. На високих частотах вплив товщин оболонок є суттєвим.

Геометричні розміри кожуха можна оптимізувати, розраховуючи його параметри, що забезпечують максимальну звукоізоляцію на заданих частотах. Легко встановити оптимальне співвідношення розмірів оболонок, при якому резонансні частоти областей *III* та *III + II* сильно відрізняються:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{n}{m+0,5}, \quad n, m = 8, 9, 10, \dots, n > m+1. \quad (2.14)$$

Дійсно, при резонансі в області *III* (рис. 2.4) виконується рівність $kR_2 = \pi(m+1/2)$, де m – ціле число, фізичний зміст якого в даному випадку полягає в тому, що воно є лічильником резонансів області *III*. Для того щоб на тій самій частоті мала місце умова $\cos(kR_1) = \pm 1$, необхідне виконання рівності $kR_1 = \pi n$, де n – лічильник антирезонансів області *III + II*. Числа m і n пов'язані між собою лише умовою $n > m+1$, оскільки $R_1 > R_2$. Отже, на резонансі області *I* виникають антирезонанси області *III + II*, звукоізоляція кожуха при цьому максимальна.

Розглянемо співвідношення розмірів зовнішньої та внутрішньої оболонок: в області *III + II* існує резонанс, тобто $kR_1 = \pi(m_1+1/2)$, де m_1 – лічильник резонансів області *III + II*, тоді:

$$kR_2 = \pi \left(m + \frac{1}{2} \right) \frac{1+2n_1}{2n}, \quad (2.15)$$

звідки випливає, що резонанс області *III* не з'являється ні при яких значеннях n_1 і n , оскільки число $\frac{1+2n_1}{2n}$ не може бути цілим непарним числом.

При $n \rightarrow \infty$, $n_1 \rightarrow \infty$ щільність резонансів настільки велика, що одиницею в чисельнику можна знехтувати.

В області *III* існує антирезонанс, тобто $kR_1 = \pi m_1$, де m_1 – лічильник антирезонансів області *III*, тоді:

$$kR_1 = \pi n \frac{2m_1}{2m_1+1}, \quad (2.16)$$

що вказує на відсутність антирезонансу в області *III + II*. Однак це не погіршує ефективність конструкції. Якщо область *III* знаходиться в антирезонансі, то звукоізоляція кожуха практично зводиться до нуля. Оптимальне проектування двооболонкового кожуха полягає в правильному виборі розмірів оболонок, що дозволяє досягати високого шумозахисного ефекту на частотах інтенсивного

звуковипромінювання джерела. На низьких частотах механізмом звукопроходження керують резонанси внутрішніх об'ємів. Вплив товщини оболонок є суттєвим на високих частотах.

Добираючи певним чином геометричні розміри кожуха, товщину оболонок, вибираючи відстань між оболонками, можна керувати характером частотної залежності звукоізоляції кожуха. Однак будь-яке незначне відхилення від розрахункових параметрів суттєво змінює частотну характеристику звукоізоляції кожуха. Остання обставина обмежує практичне застосування резонансних властивостей внутрішніх об'ємів кожуха.

Застосування одношарових конструкцій кожухів є найбільш простим рішенням, що потребує, однак, ретельного дослідження. Дійсно, вибравши достатню товщину щільного матеріалу (наприклад, сталі) оболонки кожуха, можна вирішити проблему звукоізоляції.

Однак у замкненому об'ємі кожуха поле звукових тисків, випромінюваних двигуном, зростає обернено пропорційно поглинальній здатності внутрішньої поверхні стінки кожуха. Крім того, значно збільшувати товщину звукоізолювальної оболонки (кабіни, капота) практично неможливо через зростання маси.

За відсутності поглинальних засобів поле всередині кожуха збільшується на 18...20 дБ, повністю або частково нівелюючи звукоізоляцію оболонки кожуха. Тому ефективність одношарового кожуха значною мірою визначається ефективністю поглинальних засобів, що знаходяться всередині конструкції.

Двооболонковий кожух дозволяє досягати високого шумозахисного ефекту в певному діапазоні частот. Водночас двигун та інші агрегати трактора мають широкий діапазон випромінюваних шумів – від 50 до 10000 Гц.

Причому інтенсивність на різних частотах змінюється залежно від обертів двигуна, що робить двооболонковий кожух малоефективним. Аналіз формул дозволяє зробити висновок про можливість отримання необхідного шумозахисного ефекту однією оболонкою в певному діапазоні частот і кількома оболонками в широкому діапазоні частот випромінювання.

Таким чином, згідно з результатами теоретичних досліджень, досягти високого шумозахисного ефекту в тракторі К-701 можливо застосуванням в огороженнях (кабіні або капоті) комбінованого облицювання, що складається з кількох шарів звукопоглинальних і звукоізолювальних матеріалів. Кожен із цих шарів ефективно працює в певному діапазоні частот, а в цілому перекривається весь спектр шумовипромінювання.

РОЗДІЛ 3 ОБҐРУНТУВАННЯ ШУМОІЗОЛЯЦІЇ КАБІНИ ТРАКТОРА К-701

3.1 Акустичне дослідження звукоізоляції огороження

Мета акустичного проєктування шумоізоляції полягає в розробленні конструкції стінки кабіни, що має комбінацію шумозахисних властивостей: звукоізоляцію, вібродемпфування та звукопоглинання.

Шум двигуна, що визначається звуковим тиском $P_{\text{дв}}$, знижується за рахунок звукоізолювальних властивостей стінки до значення P . Згідно з дослідженнями у другому розділі звукоізоляція стінки визначається виразом:

$$3I = 10 \lg \left(\frac{P_{\text{дв}}}{P} \right). \quad (3.1)$$

Підставляючи значення звукового тиску, отримуємо:

$$3I = 10 \lg \left\{ \left[1 + \eta M (k_0)^4 \frac{(\sin(\theta))^2}{(k_u)^4} \right]^2 + M \left[1 - (k_0)^4 \frac{(\sin(\theta))^4}{(k_u)^4} \right]^2 \right\} \quad (3.2)$$

У формулі позначено: η – коефіцієнт втрат матеріалу стінки; $M = \frac{2\pi f \rho h}{2\rho_0 c_0}$;
; $k_0 = \frac{2\pi f}{c_0}$; $k_u = \frac{2\pi f}{c_u}$; θ – кут падіння звукової хвилі.

Таким чином, звукоізоляція пропорційна товщині, щільності матеріалу стінки і зростає зі збільшенням частоти.

При нормальному падінні звукової хвилі на перешкоду в області частот $f < f_c$ звукоізоляція визначається формулою:

$$3I_0 = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\pi f \rho h}{\rho_0 c_0} \right)^2 \right]. \text{ дБ} \quad (3.3)$$

У просторі звукові хвилі утворюють дифузне поле, яке являє собою велику кількість хвиль, що падають на стінку огороження під різними напрямками. У цьому випадку необхідно провести інтегрування загального виразу для звукоізоляції ($3I$) у діапазоні зміни кутів θ від 0° до 90° . У результаті маємо:

$$3I = 3I_0 - 10 \lg (0,23 \cdot 3I_0), \text{ дБ} \quad (3.4)$$

Чисельні методи дослідження виразу (3.4) з урахуванням (3.2) показали, що величина $3I$ зазвичай знаходиться на 5 дБ нижче $3I_0$. Після перетворень отримуємо формулу для оцінювання звукоізоляції стінки, що має погонну масу $m = \rho h$.

$$3I = 20 \lg(mf) - 47,5, \text{ дБ} \quad (3.5)$$

На рис. 3.1 побудована залежність звукоізоляції стінки від параметра mf .

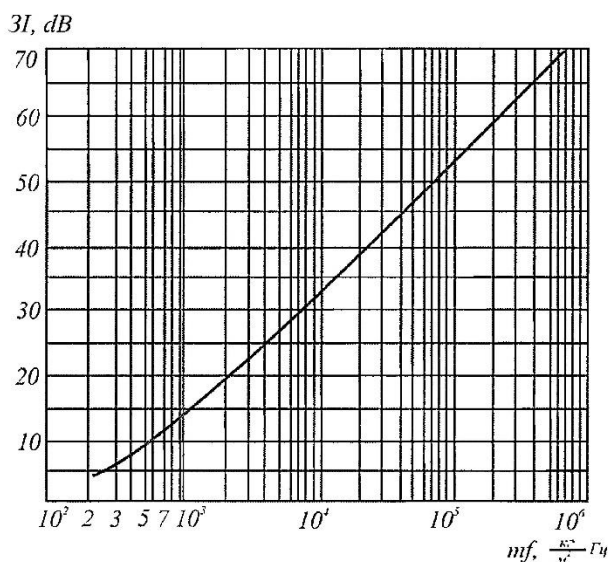


Рисунок 3.1 – Залежність звукоізоляції стінки від mf

Зростання звукоізоляції зі швидкістю 6 дБ при збільшенні частоти в два рази спостерігається на середніх звукових частотах. На низьких частотах виникають резонанси стінки огороження, які сприяють зниженню звукоізоляції до нульового значення.

На частоті збігу, коли довжина хвилі в повітрі виявляється рівною довжині згинальних хвиль оболонки кожуха, спостерігається значне зниження звукоізоляції в районі цієї октави. На високих частотах (на частотах вище частоти збігу) швидкість наростання звукоізоляції дорівнює 7,5 дБ/октаву.

Явище звукоізоляції огороження можна пояснити таким чином. Звуковий тиск повітряного шуму чинить силовий вплив на огороження і збуджує в ньому звукову вібрацію. Звукова вібрація огороження, своєю чергою, призводить до випромінювання певної звукової енергії, у результаті чого утворюється

повітряний шум. Таке уявлення процесу звукоізоляції дозволяє зрозуміти фізичні явища, що відбуваються.

Для підвищення звукоізоляції стінок кабіни на резонансних частотах і частоті збігу необхідно збільшити значення механічних втрат конструкцій шляхом застосування вібропоглинальних обшивок, покриттів, жорстко з'єднаних з металевою стінкою. Тобто до складу звукоізолювального огороження повинен входити вібропоглинальний шар.

Засоби вібропоглинання необхідно застосовувати для боротьби з такими несприятливими явищами:

- поширення звукової вібрації при роботі двигуна, коробки передач, вихлопних пристроїв трактора;
- резонансними коливаннями елементів конструкції кабіни;
- деренчанням погано закріплених елементів конструкцій, що виникає внаслідок ходової вібрації;
- ударами коліс трактора об тверді перешкоди.

Ефективний вплив засобів вібропоглинання на перелічені явища відбувається внаслідок зменшення амплітуди вібрації елементів машини. Основним засобом вібропоглинання є вібропоглинальні покриття, що наносяться на вібруючі елементи конструкції.

3.2 Розроблення вібродемпфувальної конструкції

Вібропоглинальні покриття розробляються на основі матеріалів, що мають високе значення механічних втрат.

Коефіцієнт механічних втрат η визначає зсув фази між напруженням і деформацією в матеріалі. Поглинання енергії вібрацій пропорційне коефіцієнту втрат матеріалу, з якого виконаний елемент конструкції. Поглинання енергії вібрацій зумовлене для різних матеріалів різними механічними затуханнями:

- в'язким тертям, зумовленим тертям частинок матеріалу між собою. При цьому чим більша амплітуда та швидкість вібрацій, тим суттєвіше поглинання;

– гістерезисом, який визначається залишковою деформацією, що призводить при періодичному процесі до відставання за фазою деформації від напруження, яке її викликає;

– пластичною течією матеріалу, при якій залишкова деформація пропорційна часу дії зусилля;

– релаксацією, при якій зміни молекулярної структури викликають вирівнювання температур сусідніх ділянок середовища, що мають різні напрямки деформації.

Значення коефіцієнтів втрат металів становить $10^{-4} \dots 10^{-3}$, склопластику – 10^{-2} , гум – 10^{-1} , пластмас – 10^{-1} .

Поглинання енергії вібрацій зумовлене не лише механічними втратами матеріалів, з яких виготовляються елементи конструкції машини.

Важливу роль у процесі поглинання вібрацій мають конструкційні втрати та втрати на звуковипромінювання. Конструкційні втрати зумовлені втратами енергії через наявність зварних швів, теплоізоляції, заклепок, приєднаної арматури.

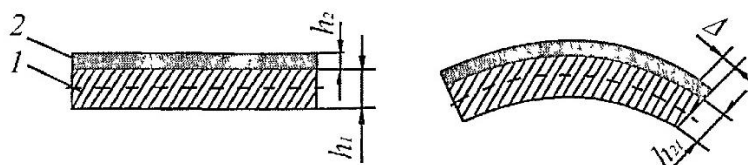
Втрати енергії на звуковипромінювання на високих частотах можуть бути порівнянними з конструкційними втратами.

Для збільшення втрат на металеві конструкції наносять шар в'язкопружного матеріалу, що має високий коефіцієнт втрат η_2 . У табл. 3.1 наведені фізико-механічні властивості вібропоглинальних матеріалів вітчизняного та закордонного виробництва.

Вібропоглинальний матеріал жорстко кріпиться (приклеюється) до поверхні демпфованої металевої стінки. На рис. 3.2 представлена звичайна схема вібродемпфування металевої пластини товщиною h_1 в'язкопружним матеріалом товщиною h_2 .

Таблиця 3.1 – Фізико-механічні властивості в'язкопружних матеріалів, що мають вібропоглинальні властивості

Матеріал	Вид матеріалу	Основа матеріалу	Коефіцієнт втрат η	Модуль Юнга $E \cdot 10^8$, Па	Щільність $\rho_0 \cdot 10^{-3}$, кг/м ³
Лінолеум ПВХ	Листовий	ПВХ	0,03	1,18	1,25
«Нева»	Мастика	–	0,016	4	1,15
«Агат»	Листовий	ПВХ	0,25	20	1,35
«Атнівібріт-5»	Мастика	ЕП	0,25	17	1,53
«Атнівібріт-7»	Мастика	ЕП	0,45	20	1,44
«Адем-НШ»	Мастика	ПВА	0,25	54	1,15
«ВМЛ-25»	Листовий	ПВХ	0,4	50	1,57
№579	Мастика	–	0,15	8	1,15
№580	Мастика	–	0,25	6	1,25
ВД-17-58	Мастика	ПВА	0,44	6	1,35
ВД-17-63	Мастика	ПВА	0,23	40	1,25
LD-400	Листовий	–	0,55	55	1,73
MRG-0G4	Мастика	ПВХ та ПВА	0,35	4,2	1,73



1 – деформована пластина; 2 – в'язкопружний шар

Рисунок 3.2 – Конструкція вібродемпфувального покриття та його деформація

Металева пластина при нанесенні шару вібродемпфувального матеріалу має коефіцієнт втрат η у межах: $\eta_{\text{металу}} < \eta < \eta_{\text{матеріалу}}$.

Конструкція такого покриття та характер його деформації при згині демпфованої пластини показані на рис. 3.2. Деформація в'язкопружного матеріалу викликає його стискання (розтягування) у напрямку площини демпфованої пластини. Коефіцієнт втрат пластини, що здійснює згинальні коливання та облицьована жорстким вібропоглинальним покриттям, визначається за формулою:

$$\eta = \frac{\eta_2}{1 + \left[\alpha_2 \beta_2 \left[\alpha_2^2 + 12 \alpha_{21}^2 \right] \right]^{-1}}, \quad (3.6)$$

де η_2 – коефіцієнт втрат матеріалу покриття; $\alpha_2 \approx h_2 / h_1$; $\beta_2 = E_2 / E_1$; $\alpha_{21} = h_{21} / h_1 = (1 + \alpha_2) / 2$; h_1 , h_2 – товщина демпфованої пластини та в'язкопружного шару; E_1 , E_2 – модуль Юнга демпфованої пластини та матеріалу покриття; h_{21} – відстань між нейтральними площинами демпфованої пластини та в'язкопружного шару (рис. 3.2).

Формула справедлива за умови $\beta_2 < 10^{-2}$, що на практиці завжди виконується.

Ефективність вібродемпфування визначається добутком коефіцієнта втрат матеріалу η_2 та значенням модуля Юнга E_2 .

Чисельний експеримент, виконаний за формулою (3.6), показав невисоку ефективність схеми вібропоглинання одним шаром в'язкопружного матеріалу. Наприклад, застосування матеріалу ВД-17-63, що має максимальне значення η_2 / E_2 , є ефективним при значеннях $h_2 > 16$ мм, що при практичному застосуванні є неприйнятним. При цьому ефективний коефіцієнт втрат η стінки з покриттям мастикою ВД-17-63 не перевищує 0,1 при $h_1 = 3$ мм у діапазоні нормованих частот, що не забезпечує значного зменшення шуму всередині кабіни.

Аналіз формули (3.6) показує, що коефіцієнт механічних втрат стінки з вібродемпфувальним покриттям тим більший, чим більший добуток $\eta_2 E_2$.

Залежність відношення товщин покриття і стінки, побудована для різних значень параметра $\beta_2 = E_2 / E_1$, наведена на рис. 3.3.

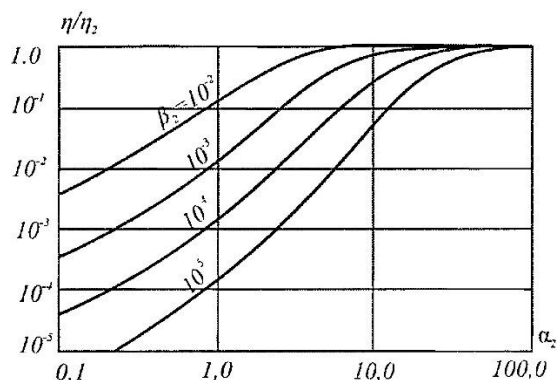
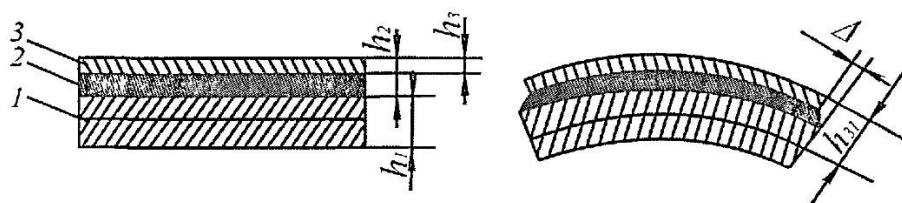


Рисунок 3.3 – Залежність коефіцієнта втрат пластини η , облицьованої жорстким вібропоглинальним покриттям, від відношення товщини покриття і пластини $\alpha_2 = h_2 / h_1$ при різних відношеннях $\beta_2 = E_2 / E_1$

Розрахунок показав, що при збільшенні товщини покриття h_2 коефіцієнт втрат η зростає асимптотично, наближаючись до значення коефіцієнта втрат матеріалу покриття η_m . На підставі висновків, зроблених вище, для зменшення вібрацій елементів конструкції кабіни та капота трактора пропонується двошарова вібропоглинальна конструкція, у якій високі втрати забезпечуються м'яким в'язкопружним матеріалом, а жорсткість конструкції забезпечується тонким шаром склопластику. Схема такої конструкції представлена на рис. 3.4.



1 – деформована пластина; 2 – в'язкопружний шар; 3 – армувальний шар

Рисунок 3.4 – Схема армованого вібродемпфувального покриття та його деформація

Верхній армувальний шар покриття перешкоджає розтягуванню внутрішнього в'язкопружного шару при вібрації стінки. При цьому виникають деформації зсуву, що супроводжуються високими втратами.

Залежність коефіцієнта втрат демпфованої пластини з армованим покриттям від товщини його шарів визначається геометричним параметром γ , а частотна залежність – зсувним параметром q_2 , який обернено пропорційний частоті. Максимум $q_2 = q_{2max}$ має місце на частоті f_{onm} . При віддаленні від цієї частоти величина коефіцієнта втрат q_2 монотонно зменшується.

Армування створює можливість використання в конструкції м'якого в'язкопружного шару, що має дуже високий коефіцієнт втрат.

В якості поглинального в'язкопружного шару можуть використовуватись гуми, що випускаються вітчизняною промисловістю. Характеристики гум наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Модуль зсуву μ і коефіцієнт втрат η_m гум

Марка гуми	μ , Па·10 ⁶	η_m
ІРП-1002	1,0	0,6
ІРП-1011	1,2	0,2
ІРП-5569	1,2	0,4
ІРП-278-4	0,6	0,27
ІРП-922	0,3	0,35
ІРП-615	0,18	0,27

Використання перфорованої гуми в конструкції вібродемпфувального покриття (ВДП) дозволить значно підвищити його ефективність. Утворення регулярних отворів у гумі сприяє посиленню «зсувного ефекту», який збільшує втрати при деформаціях перфорованого в'язкопружного шару.

Точний опис коливального режиму повітряної циліндричної порожнини в пружному матеріалі, що знаходиться поруч із плоскими межами поділу та рядом інших порожнин, не може бути отриманий через математичні труднощі при інтегруванні векторного хвильового рівняння за складних граничних умов. У зв'язку з цим побудову теорії порожнини виконаємо наближеним методом, заснованим на різних фізичних передумовах та аналогіях. Центральним з цієї точки зору є зведення задачі для векторного хвильового рівняння до скалярного, що описує коливання в рідких середовищах. Ця робоча гіпотеза ґрунтується на

тому факті, що гума, будучи матеріалом з коефіцієнтом Пуассона, який точно дорівнює 0,5. Після визначення зміщень у гумоподібному середовищі (у припущенні про його рідинний характер) кінетична та потенціальна енергія цих коливань обчислюється з урахуванням «твердості» матеріалу (через діючі в ньому напруження). Прийняття такої гіпотези дає можливість у багатьох випадках розв'язувати задачі в системі координат із розділюваними змінними з використанням вивчених функцій.

Акустична провідність порожнини розбивається на три складові частини: провідність бічної поверхні, провідність верхньої межі порожнини та провідність кришки порожнини. При обчисленні цих провідностей взаємодія між елементами поверхні порожнини враховується у формі «гальмування». Показано, що основну роль у поглинанні коливань відіграє коливна бічна поверхня порожнини.

Вібродемпфувальна ефективність покриття в діапазоні частот визначається вибором параметрів перфорованого в'язкопружного шару: h_2 – товщини, δ – коефіцієнта перфорації та r_0 – радіуса резонансної порожнини.

У роботі [6] наведені частотні характеристики акустичних провідностей повітряних порожнин у гумі при різних значеннях параметра $h_2 = 2$ мм і 4 мм у вигляді табл. 3.3. Значення акустичних провідностей порожнин дозволили розрахувати частотні характеристики швидкості звуку зсувної хвилі в перфорованому шарі гумоподібного матеріалу.

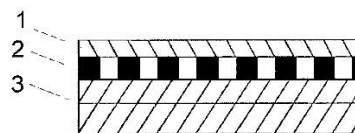
Частотна характеристика коефіцієнта розраховувалась для різних значень радіуса перфорацій r_0 , коефіцієнта перфорації ε та модуля зсуву $G_2 = \rho c_2$.

Щільність перфорованої гуми визначається за формулою $\rho = \rho_m (1 - \varepsilon)$, де ρ_m – щільність монолітної гуми.

Таблиця 3.3 – Провідність резонансних порожнин, армованих металевю фольгою або склопластиком

Параметри порожнини, мм	$h = 0,002$ м			$h = 0,004$ м			Провідність порожнини
	діаметр порожнини, мм			діаметр порожнини, мм			
Частота, Гц	0,0025	0,005	0,010	0,0025	0,005	0,010	
63	0,007	0,020	0,290	0,010	0,025	0,380	Y_a
	0,015	0,100	0,300	0,012	0,150	0,350	Y_r
125	0,008	0,040	0,310	0,015	0,090	0,450	Y_a
	0,021	0,150	0,320	0,015	0,230	0,450	Y_r
250	0,010	0,080	1,270	0,025	0,210	1,570	Y_a
	0,023	0,150	0,350	0,018	0,350	0,510	Y_r
500	0,017	0,100	1,380	0,035	0,550	1,400	Y_a
	0,023	0,350	0,370	0,022	0,020	0,370	Y_r
1000	0,045	0,370	0,730	0,065	0,450	0,800	Y_a
	0,031	0,050	0,310	0,061	0,037	0,350	Y_r
2000	0,085	0,280	0,280	0,060	0,210	0,310	Y_a
	0,008	0,270	0,055	0,059	0,021	0,060	Y_r

Таким чином, вібропоглинальна конструкція може бути представлена в такому вигляді – рис. 3.5.



1 – армувальний шар; 2 – перфорована гума; 3 – металева захищувана стінка

Рисунок 3.5 – Схема вібропоглинального облицювання

Коефіцієнт втрат складеної конструкції: стінка + вібродемпфувальне облицювання, досягає на частотах 1000...3000 Гц значень $\eta > 0,4$, знижуючись у області низьких частот до значень 0,2. На підставі результату чисельного

експерименту можна рекомендувати такі значення параметрів конструкції:
 $r_0 = 0,005$ м; $\varepsilon = 0,25$; $h_2 = 4$ мм.

3.3 Розробка та обґрунтування параметрів звукопоглинальної конструкції огороження кабіни

На підставі проведених теоретичних досліджень з обґрунтування складу та параметрів шумозахисних огорожень розроблені конструкції огороження кабіни. Як було з'ясовано раніше, огороження кабіни трактора у вигляді кожуха, виконаного з металу, сприяє утворенню численних звукових хвиль, перевідбитих від стінок. Причому чим вищі звукопоглинальні властивості огороження, тим інтенсивніша швидкість наростання звукової енергії всередині, що знижує рівень звуку на високих частотах і збільшує його на низьких. Звукоізоляція стінок реалізується лише за наявності звукопоглинальних пристроїв, що сприяють зниженню шуму всередині кабіни.

Звукопоглинальна конструкція, що застосовується для облицювання внутрішньої поверхні огороження кабіни, повинна мати дві характерні ознаки: високу ефективність на низьких частотах, яка забезпечить ефективну звукоізоляцію в області низьких частот нормованого діапазону, та термостійкість.

Обома властивостями володіє базальтове волокно. Однак низькочастотна ефективність останнього досягається при великих значеннях товщини звукопоглинального матеріалу. Тому облицювання капота звукопоглинальним матеріалом реально допустимої товщини, розташованим впритул до огороження, не забезпечує належного звукопоглинання.

Основними акустичними параметрами звукопоглинальних конструкцій (ЗПК) є частотна характеристика коефіцієнта відбиття R та частотна характеристика коефіцієнта звукопоглинання α , які за умови розміщення звукопоглинального облицювання на жорсткій стінці взаємопов'язані простим співвідношенням.

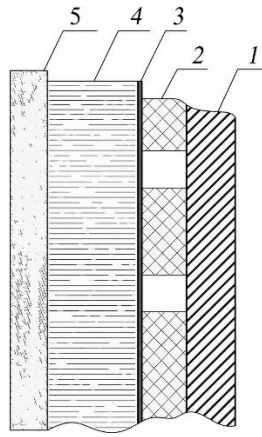
Неважко бачити, що за умови узгодження опорів на межі повітря/ЗПК коефіцієнт відбиття стає рівним нулю. Падаюча на стіну звукова хвиля «входить» (за розміром довжини хвилі) повністю в ЗПК, поширюючись по товщині останньої. Внаслідок цього задачею конструювання ЗПК є створення умов поглинання хвилі, що пройшла. Для цього матеріали, які використовуються в ЗПК, повинні мати досить високий коефіцієнт поглинання, пов'язаний з коефіцієнтом механічних втрат η . Умова узгодження визначає основну вимогу до матеріалу ЗПК – хвильовий акустичний опір останнього повинен бути одного порядку з хвильовим опором повітря. Тому більшість поглинальних матеріалів належить до класу пористих матеріалів, що мають малу густину та швидкість звуку, значення якої менше швидкості звуку в повітрі у широкому діапазоні частот. У пористих матеріалах поглинання звукової енергії відбувається завдяки в'язкому тертю коливних частинок повітря в порах і тертю, що виникає при деформаціях пружного каркаса матеріалу.

Таким чином, проєктуючи ЗПК на основі пористого матеріалу, необхідно виконати умову, щоб отримати поглинання на високих частотах, і умову максимуму значення $\gamma\alpha$ для ефективного поглинання на середніх частотах звукового діапазону при допустимих, з технологічної точки зору, товщинах $d < 0,15\text{ м}$.

Підвищення звукопоглинання на низьких частотах можна досягти, розташовуючи шар звукопоглинального матеріалу на деякій відстані від жорсткої стінки.

Ефективність відсунення шару ЗПМ від жорсткої стіни підтверджує існування додаткового механізму поглинання при резонансі системи – шару ЗПМ, що являє собою масу, і шару проміжку, який реалізує пружність при невеликих товщинах h .

Таким чином, акустична конструкція звукопоглинача матиме вигляд, показаний на рис. 3.6.



1 – металева стінка; 2 – в'язкопружний шар; 3 – армувальний шар; 4 – звукопоглинальний матеріал; 5 – захисний звукоізолювальний шар

Рисунок 3.6 – Конструкція стінки кабіни

3.4 Розрахунок звукоізоляції подвійної конструкції (скління кабіни)

Розглянемо приклад визначення звукоізоляції вікна з двох силікатних стекол товщиною $h_1 = h_2 = h = 0,003$ м, розміром $1,2 \times 1$ м, з відстанню між стеклами $l = 0,02$ м, $m_1 = m_2 = m = 7,8$ кг/м²; $\eta_1 = \eta_2 = \eta = 5 \cdot 10^{-3}$; $D_1 / m_1 = D_2 / m_2 = D / m = 22,2$ м⁴/с².

Визначимо спочатку граничні частоти характерних областей. Граничний просторовий резонанс $f_{zmn} = (c_0^2 / 2\pi) \sqrt{m'_1 / D_1} = 4000$ Гц; граничний неповний просторовий резонанс $f'_{zmn0} = c_0 / 2a = 143$ Гц; гранична частота інерційного проходження з $m_0 = 1$ становить $f_{zu} = c_0 / 2\alpha \sin \theta_{sep} = 344 / (2 \cdot 1,2 \cdot 0,785) = 183$ Гц.

Резонансна частота системи $f_0 = 215$ Гц.

Розрахунок і побудова частотної характеристики звукоізоляції ведеться при $\rho_0 c_0 = 420$ кг/м²·с. Оскільки для третинооктавної смуги із середньгеометричною частотою 125 Гц, $\tau_{nu} = 0,0009644$, $\tau_{nc} = 0,0000751$, $\tau_{lu} \tau_{2u} = 0,003792$, $\tau_{lc} \tau_{2c} = 0,001266$, то $3I = 10 \lg(1 / \tau) = 22,5$ дБ. Звідси видно, що більший внесок у проходження звуку вносить інерційна складова.

Для частоти 160 Гц, $\tau_{nu} = 0,0114943$, $\tau_{nc} = 0,0002015$, $\tau_{lu} \tau_{2u} = 0,0021897$, $\tau_{lc} \tau_{2c} = 0,0037637$ і $3I = 17,5$ дБ. У цій третинооктавній частотній смузі більший

внесок у проходження звуку вносять звукові коливання системи двох стекол із пружним зв'язком через повітря при збудженні інерційних коливань першого скла.

На частоті 200 Гц, $\tau_{nu} = 0,0293772$, $\tau_{nc} = 0,0045031$, $\tau_{1u}\tau_{2u} = 0,005062$, $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,0029403$ і $3I = 13,7$ дБ. Вирішальний внесок у проходження чинить резонанс системи, частота якого f_0 входить у цю третинооктавну смугу.

У наступній третинооктавній смузі із середньгеометричною частотою 250 Гц, $\tau_{nu} = 0,00855$, $\tau_{nc} = 0,0005982$, $\tau_{1u}\tau_{2u} = 0,01041$, $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,003889$ і $3I = 16,3$ дБ.

На частоті 500 Гц, $\tau_{nu} = 0,0001355$, $\tau_{nc} = 0,0000012$, $\tau_{1u}\tau_{2u} = 0,0021667$, $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,0011899$ і $3I = 24,5$ дБ. Спостерігається співмірність внесків інерційного та резонансного проходження.

На частоті 1000 Гц резонансна частота не впливає на величину звукової енергії, що пройшла, $\tau_{1u}\tau_{2u} = 0,0003195$, $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,0002485$ і отримуємо $3I = 33,1$ дБ.

На частоті 2000 Гц $\tau_{1u}\tau_{2u} = 0,0000319$, $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,0000191$ – $3I = 42,9$ дБ.

На частоті 3150 Гц підраховуємо $A_{00}^2 = A_0^2 + A_{01}^2$. У результаті підрахунку маємо, що $A_{00}^2 = 0,06 + 0,0643 = 0,1243$. Тоді $\tau_{1u}\tau_{2u} = 0,0000072$, $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,0000973$ і $3I = 39,8$ дБ.

Нижньою частотою смуги є частота f_{emn} . Середньгеометричною частотою смуги $f_{emn} - f_g$ є частота 4242 Гц. Отримуємо: $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,0018875$, а $3I = 27,2$ дБ; на частоті 5000 Гц $\tau_{1c}\tau_{2c} = 0,00024$ і $3I = 36,2$ дБ.

За результатами розрахунку будемо частотну характеристику звукоізоляції, представлену на рис. 3.7.

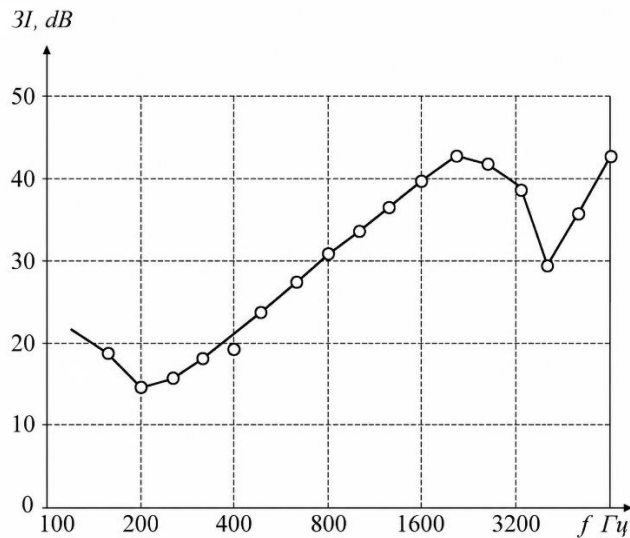


Рисунок 3.7 – Частотна характеристика звукоізоляції конструкції з двох силікатних стекол

Таким чином, аналіз результатів досліджень визначив оптимальну конструкцію скління кабіни, що задовольняє таким вимогам: мінімально можлива товщина, яка забезпечує досягнення необхідної звукоізоляції, що визначається звукоізоляцією сталевих частини конструкції кабіни. Таким чином, виконано обґрунтування оптимальної конструкції, яка складається з двох однакових стекол товщиною 3 мм, розділених повітряним проміжком товщиною 20 мм.

Розроблена конструкція має звукоізолювальну здатність також і в області низьких частот, на яких звукоізоляція будь-яких шумозахисних конструкцій знижується.

Подальше збільшення звукоізоляції скління кабіни можливе за рахунок збільшення товщини стекол і повітряного прошарку. Однак звукоізолювальні властивості скління не мають сенсу покращення значно вище за звукоізоляцію стінок. Тому компактна конструкція скління, що складається з двох стекол товщиною 3 мм, віднесених одне від одного на відстань 20 мм, забезпечить необхідну звукоізоляцію кабіни на рівні запропонованих конструкцій стінки та стелі.

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ЕФЕКТИВНОСТІ ШУМОІЗОЛЯЦІЇ ТРАКТОРА К-701

4.1 Результати експериментальних досліджень запропонованої шумоізоляції трактора К-701 з вихідним склінням кабіни

У результаті проведених теоретичних розрахунків отримано результати, що графічно представлені на рис. 4.1...4.3.

На рис. 4.2 показано залежність рівня шуму від частоти для трактора до шумоізоляції, після шумоізоляції, а також допустимі значення за ДСТУ 12.5.003-83 для низькочастотної складової.

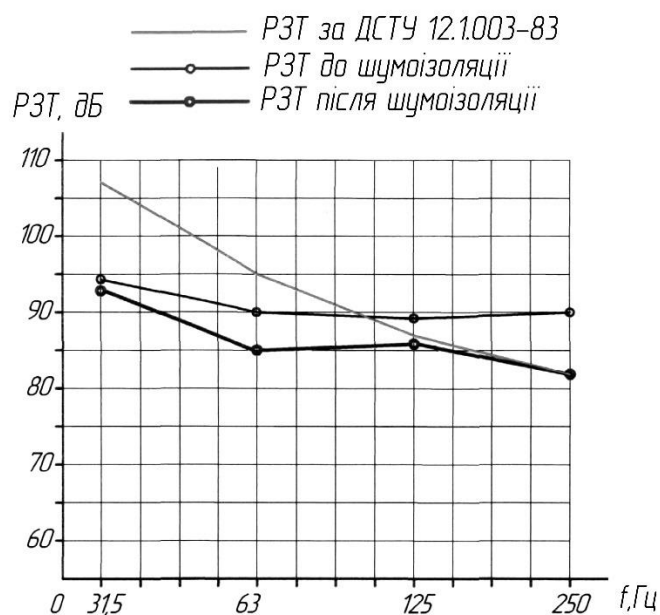


Рисунок 4.1 – Залежності рівнів звукового тиску на низькочастотній складовій шуму на робочому місці оператора трактора К-701 з навантажувальним обладнанням до монтажу шумоізоляції, після монтажу з існуючим склінням кабіни, а також допустимий рівень за ДСТУ 12.1.003-83

Аналіз отриманих залежностей показує, що на низькочастотній складовій рівень шуму в існуючому виконанні кабіни знаходиться поблизу значень, установлених ДСТУ. Однак при частоті 125 Гц рівень шуму починає перевищувати допустимі значення. Перевищення становить 2...3 дБ. Після встановлення багатошарової шумоізоляції на металеве огороження кабіни досягається зниження рівня шуму в усьому діапазоні низькочастотної складової. На частоті 125 Гц зниження порівняно з трактором, не оснащеним

шумоізоляцією, має місце, але величина рівня шуму практично дорівнює допустимому значенню ДСТУ. Таке положення пояснюється тим, що шум проникає через скління кабіни.

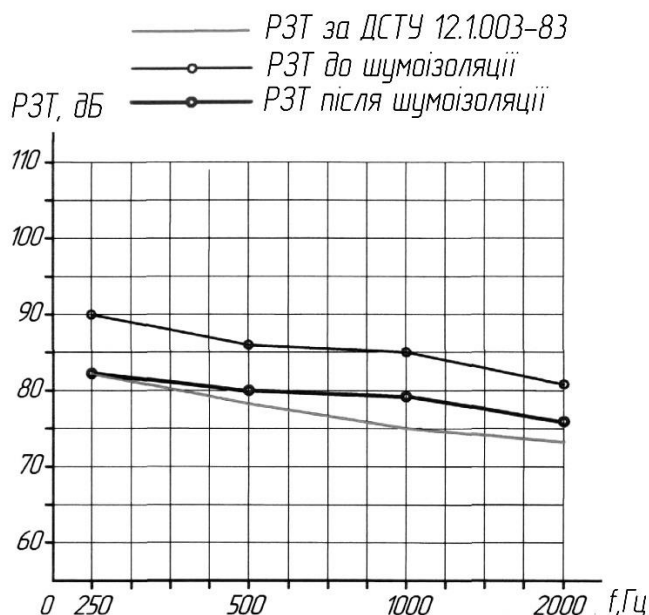


Рисунок 4.2 – Залежності рівнів звукового тиску на середньочастотній складовій шуму на робочому місці оператора трактора К-701 з навантажувальним обладнанням до монтажу шумоізоляції, після монтажу з існуючим склінням кабіни, а також допустимий рівень за ДСТУ 12.1.003-83

Аналіз отриманої залежності на середньочастотній складовій (рис. 4.2) показує, що до встановлення шумоізоляції рівень шуму перевищує допустимий у всьому діапазоні частот від 250 до 2000 Гц. Після монтажу шумоізоляції рівень шуму також дещо перевищує допустимий. На частоті 500 Гц – на 2 дБ. На інших частотах середнього діапазону перевищення становить 3...4 дБ.

Можна передбачити, що основною причиною такого перевищення рівня шуму є його проникнення через скління. Вихідне скління кабіни являє собою одинарний лист скла товщиною 5 мм, що зумовлює його низьку звукоізолювальну здатність.

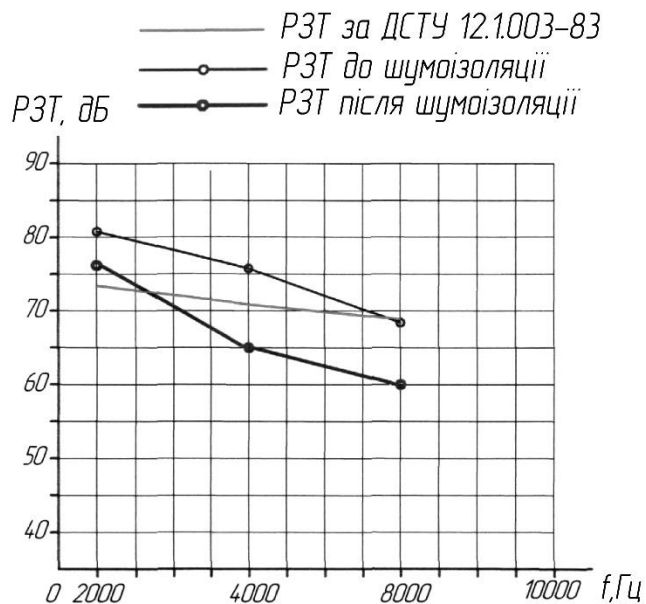


Рисунок 4.3 – Залежності рівнів звукового тиску на високочастотній складовій шуму на робочому місці оператора трактора К-701 з навантажувальним обладнанням до монтажу шумоізоляції, після монтажу з існуючим склінням кабіни, а також допустимий рівень за ДСТУ 12.1.003-83.

Результати досліджень на високочастотній складовій (рис. 4.3) дозволяють зробити висновок про зниження рівня шуму зі збільшенням частоти. До монтажу шумоізоляції рівень шуму перевищує допустимі значення на частоті 4000 Гц – на 5 дБ. На частотах понад 6300 Гц рівень звукового тиску значно зменшується, що пов'язано з ефективністю шумозахисних конструкцій у області високих частот. Встановлення шумоізоляції при вихідному склінні значно знижує рівень шуму на робочому місці оператора. Однак на частоті 2000 Гц має місце перевищення над допустимими значеннями на 3 дБ. Причиною цього є низька звукоізолювальна здатність існуючого скління кабіни.

4.2 Результати теоретичних досліджень шумоізоляції трактора К-701 із запропонованим склінням кабіни

Аналіз залежності на низьких частотах (рис. 4.4) показує, що рівень шуму в тракторі, не обладнаному шумоізоляцією, перевищений лише на частоті 125 Гц. За іншими частотами рівень звукового тиску знаходиться на рівні або поблизу граничних значень, установлених ДСТУ 12.1.003-83. Після

шумоізоляції рівень шуму в кабіні трактора на низьких частотах значно знизився. На частоті 63 Гц зниження становило 12 дБ.

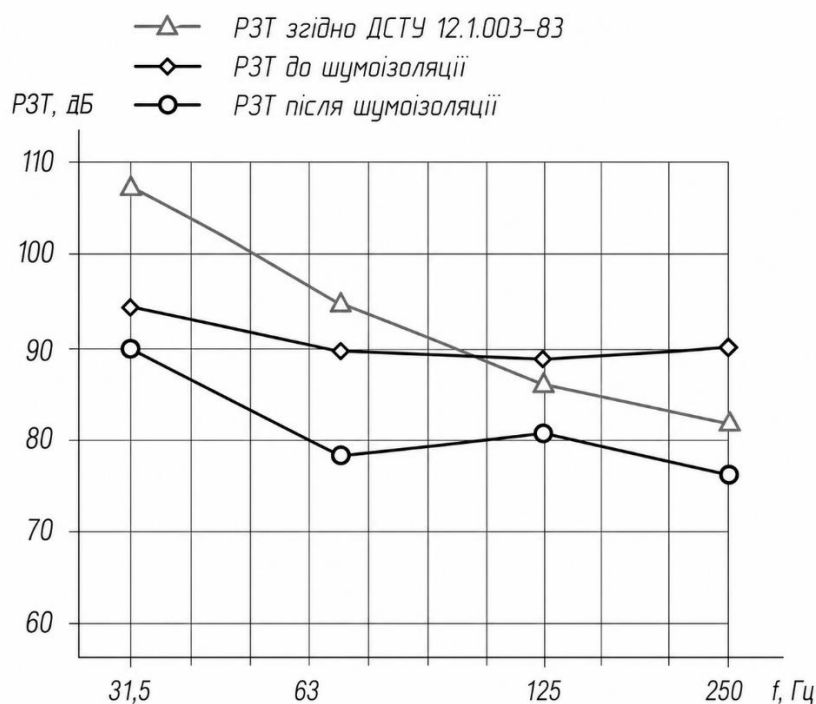


Рисунок 4.4 – Залежності рівнів звукового тиску на низькочастотній складовій шуму на робочому місці оператора трактора К-701 з навантажувальним обладнанням до монтажу шумоізоляції, після монтажу, включаючи встановлення склопакетів, а також допустимий рівень за ДСТУ 12.1.003-83

На середніх частотах (рис. 4.5) дослідженнями встановлено значне перевищення рівня звукового тиску трактора без шумоізоляції над нормами ДСТУ у всьому діапазоні від 160 Гц до 1250 Гц. На частоті 315 Гц перевищення становить 17 дБ, на 500 Гц – 9 дБ.

Дослідженнями, проведеними після шумоізоляції, включаючи склопакетів, визначено, що рівень шуму знизився порівняно зі встановленими ДСТУ значеннями. На частоті 250 Гц рівень шуму становить 78 дБ при допустимому значенні 82 дБ, на частоті 500 Гц відповідно 73 дБ і 78 дБ.

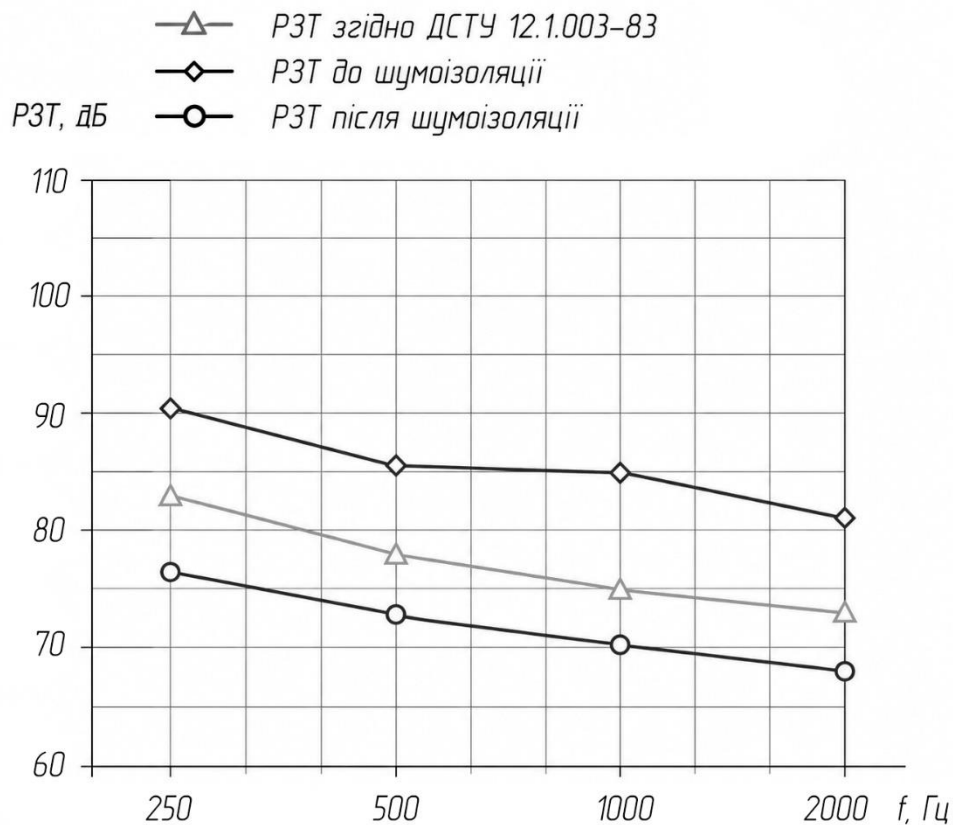


Рисунок 4.5 – Залежності рівнів звукового тиску на середньочастотній складовій шуму на робочому місці оператора трактора К-701 з навантажувальним обладнанням до монтажу шумоізоляції, після монтажу, включаючи встановлення склопакетів, а також допустимий рівень за ДСТУ 12.1.003-83

Встановлення склопакетів дозволило зменшити потік шуму, що проникає через скління кабіни, який був можливою причиною перевищення рівня шуму над допустимими значеннями в попередніх дослідженнях.

На високих частотах (рис. 4.6) перевищення рівня шуму в необладнаному тракторі спочатку (на частотах до 6000 Гц) є значним, потім зі збільшенням частоти рівень звукового тиску шуму знижується. На частотах понад 7000 Гц складові рівня шуму стають малими за величиною та значно меншими за нормовані ДСТУ значення.

Таке положення пояснюється тим, що всі джерела шуму в тракторі, аналіз яких наведено на рис. 1.1, є низькочастотними та середньочастотними. Елементи шумоізоляції значно знижують і високочастотну складову шуму.

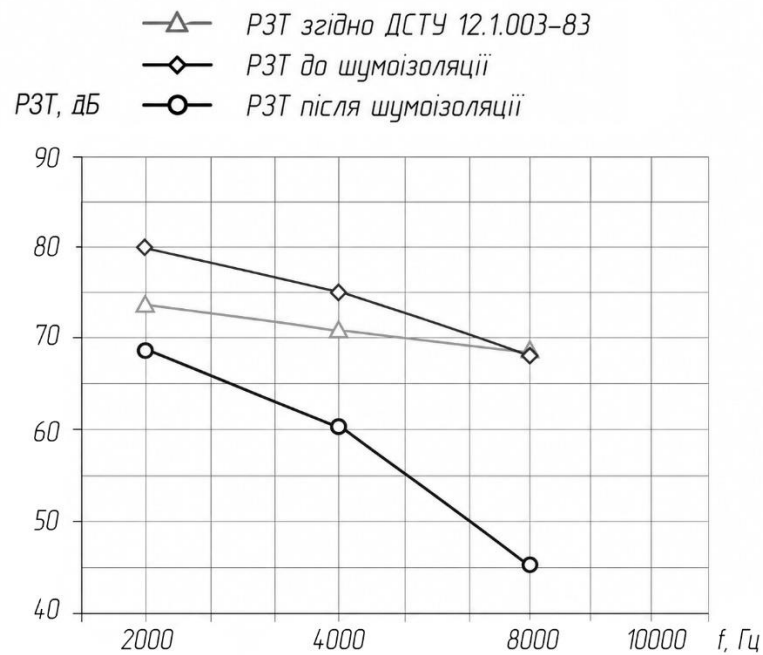


Рисунок 4.6 – Залежності рівнів звукового тиску на високочастотній складовій шуму на робочому місці оператора трактора К-701 з навантажувальним обладнанням до монтажу шумоізоляції, після монтажу, включаючи встановлення склопакетів, а також допустимий рівень за ГОСТ 12.1.003-83.

За результатами досліджень рівень шуму на частоті 4000 Гц знижено з 76 дБ до 61 дБ (при нормі 71), а на частоті 8000 Гц – з 68 дБ до 45 дБ (при нормі 69).

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Економічна ефективність впровадження запропонованої шумоізоляції трактора К-701 з ковшовим навантажувачем визначалася порівняно з існуючим ковшовим навантажувачем зі звичайною кабіною. Розрахунки економічної ефективності ґрунтуються на раніше проведених дослідженнях [6], якими встановлено, що зниження рівня шуму призводить до зростання продуктивності праці на 7...12 % залежно від рівня шуму. Таким чином, оскільки в дослідженнях досягнуто зниження рівня шуму в кабіні з 90 до 79 дБ, приймемо збільшення продуктивності праці на 12 %.

Розрахунок параметрів економічної ефективності проводився за існуючою методикою.

Річне нормативне завантаження визначається як відношення річного обсягу робіт (B) до продуктивності машини (Q). При використанні навантажувача на одному й тому ж підприємстві обсяг робіт однаковий:

$$T_n = \frac{B}{Q}. \quad (5.1)$$

Витрати праці (H) залежать від продуктивності машини та визначаються за виразом:

$$H = \frac{N}{Q}, \quad (5.2)$$

де N – обслуговуючий персонал, осіб.

Витрати на заробітну плату ($З_е$) залежать від тарифної ставки оператора ($З_n$), кількості операторів (N) та продуктивності машини (Q) і визначаються за формулою:

$$З_е = \frac{NЗ_n}{Q}. \quad (5.3)$$

Питомі витрати пального (E_e) розраховуються:

$$E_e = \frac{q_e}{Q}, \quad (5.4)$$

де q_z – витрата палива, кг/т, звідки вартість ПММ розраховується:

$$C_e = C_e E_e, \quad (5.5)$$

де C_e – комплексна ціна ПММ.

Амортизаційні відрахування на ковшовий навантажувач і відрахування на технічне обслуговування визначаються за виразом:

$$A = \frac{Ca}{100B}, \quad (5.6)$$

де a – норма амортизаційних відрахувань і відрахувань на ТО.

Прямі витрати (Π_e) визначаються сумою витрат на заробітну плату, вартість пального та амортизаційні відрахування:

$$\Pi_e = Z_n + C_e + A. \quad (5.7)$$

Зниження прямих витрат:

$$\Delta \Pi_z = \frac{\Pi_{z1} - \Pi_{z2}}{\Pi_{z1}} 100\%. \quad (5.8)$$

Приведені капіталовкладення:

$$\Pi_{\kappa e} = \frac{CE_n}{BQ}, \quad (5.9)$$

де E_n – коефіцієнт ефективності капіталовкладень, $E_n = 0,15$.

Приведені витрати визначаються сумою капіталовкладень ($\Pi_{\kappa e}$) і прямих витрат (Π_e):

$$\Pi_{np} = \Pi_z + \Pi_{\kappa e}. \quad (5.10)$$

Зниження приведених витрат:

$$\Delta \Pi_{np} = \frac{\Pi_{np1} - \Pi_{np2}}{\Pi_{np1}} 100\%. \quad (5.11)$$

Очікуваний річний економічний ефект:

$$E_p = (\Pi_{np1} - \Pi_{np2})B. \quad (5.12)$$

Розрахунки для запропонованого навантажувача, оснащеного шумоізоляцією, зведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Розрахунок економічної ефективності ковшового навантажувача

Техніко-економічні параметри	Позначення	Існуючий навантажувач	Навантажувач з шумоізоляцією
1. Додаткові капіталовкладення, грн.	C		46650
2. Продуктивність в годину чистого часу, т/год	Q	160	180
3. Річне нормативне завантаження, год	T_n	750	666,7
4. Річний об'єм робіт, т	B	120000	120000
5. Обслуговуючий персонал, люд	N	1	1
6. Витрати праці, люд.год/т	H	0,00625	0,0056
7. Зниження трудоемності, %		—	11,1
8. Годинна тарифна ставка тракториста, грн.	$З_n$	105	105
9. Витрати за зарплатою, грн./т	$З_в$	0,66	0,59
10. Витрата палива, кг/год	q_z	21,52	21,52
11. Комплексна вартість ПММ, грн.	$Ц_e$	19,0	19,0
12. Питома витрата палива, кг/т	E_e	0,135	0,12
13. Вартість ПММ, тис грн./т	C_e	2,57	2,28
14. Додаткові амортизаційні відрахування, грн./т	A	—	0,116
15. Прямі витрати, грн./т	$П_в$	3,23	2,99
16. Зниження прямих витрат, %	$\Delta П_в$	—	7,4
17. Приведені капіталовкладення, грн./т	$П_{кв}$	—	0,00032
18. Приведені витрати, грн./т	$П_{пр}$	3,23	2,99
19. Зниження приведених витрат, %	$\Delta П_{пр}$	—	7,4
20. Річний економічний ефект, грн.	E_p	—	28761,6
21. Строк окупності додаткових капіталовкладень, років	$T_{ок}$	—	1,62

Термін окупності додаткових капіталовкладень визначається:

$$T_{ок} = \frac{C}{E_p}. \quad (5.13)$$

При використанні ковшового навантажувача на базі трактора К-701, оснащеного шумоізоляцією, порівняно з навантажувачем на базі існуючого трактора при навантаженні гною можна отримати річний економічний ефект 28761,6 гривень, термін окупності додаткових капіталовкладень становитиме 1,62 року. Дана економічна ефективність досягнута лише за рахунок зростання продуктивності праці завдяки зниженню шумового впливу на оператора та більш комфортним умовам роботи. Однак реальний економічний ефект є значно вищим, якщо врахувати зниження економічних збитків від наслідків несприятливої екологічної ситуації за показниками захворюваності оператора.

ВИСНОВКИ

Аналіз рівня шуму в кабіні трактора К-701 з ковшовим навантажувачем при роботі на навантаженні органічних добрив показав значне перевищення допустимого рівня шуму на частотах 125...4000 Гц. Загалом допустимий рівень шуму перевищений на 10 дБА. Аналіз показав, що існуючих досліджень недостатньо для оцінювання шумозахисних властивостей кабін сільськогосподарських тракторів, які дозволяють вибирати оптимальні параметри конструкції залежно від конкретних умов застосування. Внаслідок цього через відсутність ефективних засобів шумозахисту можливості трактора типу «Кіровоць» щодо продуктивності, зокрема при навантаженні гною, не можуть бути реалізовані повною мірою через шумовий вплив на тракториста.

Теоретичні дослідження процесів звукоізоляції та звукопоглинання для коливання одиночної пластини показують недостатню ефективність одиночних і двошарових металевих та пружних оболонок. Для зниження рівня шуму необхідно оснащувати основний металевий кожух комбінованим облицюванням із кількох матеріалів, що забезпечують зниження шуму в широкому діапазоні частот.

Розроблена шумозахисна композитна конструкція для облицювання внутрішньої поверхні металевого огороження кабіни трактора К-701 включає чотири послідовно встановлені матеріали: перфоровану гуму товщиною 4 мм; металеву фольгу або склопластик – 0,5 мм; базальтове волокно «БСТВ» – 30 мм; захисне облицювання ПБС – 5 мм. Розроблена звукопоглинальна композитна конструкція для облицювання внутрішньої поверхні металевого огороження стелі кабіни трактора К-701 включає п'ять послідовно встановлених матеріалів: Ізотон-В товщиною 10 мм; АТМ-3 – 10 мм; БСТВ – 15 мм; Акцент – 10 мм; АТМ ЮС – 10 мм.

Застосування запропонованої шумоізоляції дозволило знизити рівень шуму. На низьких частотах: на частоті 63 Гц – на 12 дБ; на частоті 250 Гц рівень шуму становить 78 дБ при допустимому значенні 82 дБ, зниження склало 13 дБ;

на середніх частотах: на частоті 500 Гц відповідно 73 дБ і 78 дБ, зниження склало 14 дБ; на високих частотах: рівень шуму на частоті 4000 Гц знижено з 76 дБ до 61 дБ (при нормі 71), а на частоті 8000 Гц – з 68 дБ до 45 дБ (при нормі 69).

Економічна ефективність впровадження результатів досліджень досягається за рахунок зростання продуктивності праці завдяки зниженню шумового впливу на оператора та більш комфортним умовам роботи. При використанні ковшового навантажувача на базі трактора К-701, оснащеного шумоізоляцією, порівняно з навантажувачем на базі існуючого трактора при навантаженні гною може бути отримано річний економічний ефект 28 761 грн., термін окупності додаткових капіталовкладень склав 1,62 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Pålsson B.A., Sellgren U. Noise and vibration reduction in heavy-duty vehicle cabins using multilayer acoustic treatments. *Applied Acoustics*, 2021, Vol. 178. DOI: 10.1016/j.apacoust.2021.108012
2. Liu H., Wang X., Sun Y. Experimental and numerical investigation of sound insulation performance of composite sandwich panels for vehicle cabins. *Composite Structures*, 2022, Vol. 280. DOI: 10.1016/j.compstruct.2021.114892
3. Kim J., Lee S., Park J. Acoustic performance optimization of multilayer sound-absorbing structures for agricultural machinery cabins. *Journal of Sound and Vibration*, 2023, Vol. 547. DOI: 10.1016/j.jsv.2022.117495
4. Ver I.L., Beranek L.L. *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications*. 3rd Edition, Wiley, 2021. ISBN: 978-1119239390
5. Crocker M.J. *Handbook of Noise and Vibration Control*. 2nd Edition, Wiley, 2021. ISBN: 978-1119532903
6. Rao M.D., Srinivas J. Recent advances in viscoelastic damping materials and passive noise control in transport machinery. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2021, Vol. 9(5). DOI: 10.1007/s42417-020-00263-7
7. Peng L., Zhang K., Chen G. Broadband sound absorption characteristics of multilayer porous composite materials. *Materials*, 2022, Vol. 15(3), 1024. DOI: 10.3390/ma15031024
8. Gerges S.N.Y. *Noise Control Engineering for Industrial, Commercial, and Residential Buildings*. CRC Press, 2022. ISBN: 978-1032010496
9. Bies D.A., Hansen C.H. *Engineering Noise Control: Theory and Practice*. 6th Edition, CRC Press, 2024. ISBN: 978-1032338880
10. Zhao X., Li Q., Wang T. Hybrid composite acoustic insulation materials for vehicle cabin noise reduction. *Applied Sciences*, 2023, Vol. 13(5), 3127. DOI: 10.3390/app13053127

- 11.Zhou Y., Wu J., Li Z. Investigation of low-frequency sound insulation performance of multilayer composite panels. *Applied Acoustics*, 2020, Vol. 170. DOI: 10.1016/j.apacoust.2020.107530
- 12.Kumar S., Singh R., Sharma P. Noise exposure and operator comfort in agricultural tractors during field operations. *Agriculture*, 2022, Vol. 12(9), 1354. DOI: 10.3390/agriculture12091354
- 13.Molari G., Mattetti M., Sedoni E. Assessment of operator comfort and vibration/noise exposure in agricultural tractors. *Biosystems Engineering*, 2021, Vol. 204. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2021.01.010
- 14.Wang Y., Xu H., Li J. Numerical simulation of acoustic fields in enclosed vehicle cabins with multilayer lining structures. *International Journal of Acoustics and Vibration*, 2023, Vol. 28(2). DOI: 10.20855/ijav.2023.28.21879
- 15.Cengiz A., Ulker F. Acoustic behavior of basalt-fiber reinforced composite materials for transportation systems. *Composite Structures*, 2021, Vol. 255. DOI: 10.1016/j.compstruct.2020.112927
- 16.Fahy F., Gardonio P. *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response*. 3rd Edition, Academic Press, 2021. ISBN: 978-0128161807
- 17.Arenas J.P., Crocker M.J. Recent trends in porous sound-absorbing materials. *Sound & Vibration*, 2021, Vol. 55(4). DOI: 10.32604/sv.2021.015287
- 18.Singh N., Gupta A. Evaluation of sound insulation materials for heavy-duty off-road vehicle cabins. *Noise Control Engineering Journal*, 2022, Vol. 70(3). DOI: 10.3397/1/376381
- 19.ISO 2631-1:2021. Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibration. International Organization for Standardization, 2021. ISBN: 978-0539147650
- 20.ISO 9612:2022. Acoustics — Determination of occupational noise exposure — Engineering method. International Organization for Standardization, 2022. ISBN: 978-0539168471

ДОДАТКИ