

В.І. Заїченко, П.А. Білим, С.А. Рогозін

Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна

## МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРОАКУСТИЧНИХ ПРОЦЕСІВ В КАБІНАХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

*В замкнутих приміщеннях малих об'ємів, а це кабіни транспортних засобів, мають місце специфічні процеси розповсюдження як структурного, так і повітряного шуму. Оператори більшості транспортних засобів піддаються дії шуму в 85 – 95 дБА. Метою цих досліджень є теоретичне обґрунтування процесів шумоутворення в замкнутих приміщеннях малого об'єму з метою визначення шляхів поліпшення шумового режиму на робочому місці оператора.*

**Ключові слова:** звук, шум, вібрація, віброізоляція, частота, транспортні засоби, звукова потужність, звукопоглинання, жорсткість конструкцій, звукове поле, акустичні екрани.

### Постановка проблеми

Сучасний стан охорони праці в Україні можна охарактеризувати як такий, що викликає серйозне занепокоєння. Створення безпечних умов праці – це невід'ємна частина соціально-економічного розвитку держави, складова державної політики, національної безпеки та державного будівництва, одна з найважливіших функцій органів виконавчої влади, місцевих державних адміністрацій, виконавчих органів рад, підприємств. Умови праці – це показник соціального і технічного розвитку будь-якої країни.

В сучасному виробництві більшість технологічних процесів супроводжується шумом та вібрацією, які негативно діють на працюючих. Частіше всього їх джерелами є різні машини, механізми та апарати. Найявніший шум та вібрації на робочих місцях операторів транспортних засобів (ТЗ) значно погіршує й до того нелегкі умови їх праці.

Створення сприятливих умов праці в транспортній галузі, забезпечення оптимального віброакустичного режиму є актуальною проблемою, так як її рішення, з одного боку, забезпечать запобігання травматизму і професійної захворюваності, а з іншого – з'являться додаткові резерви для збільшення продуктивності і якості праці, що в кінцевому рахунку повністю виправдає матеріальні витрати, пов'язані з досягненням цієї мети.

Розвиток сучасних конструкцій транспортних машин і механізмів (автотранспорту, бульдозерів, автокранів, екскаваторів, навантажувачів та ін.) характеризується значним покращенням робочих 100- L, дБА

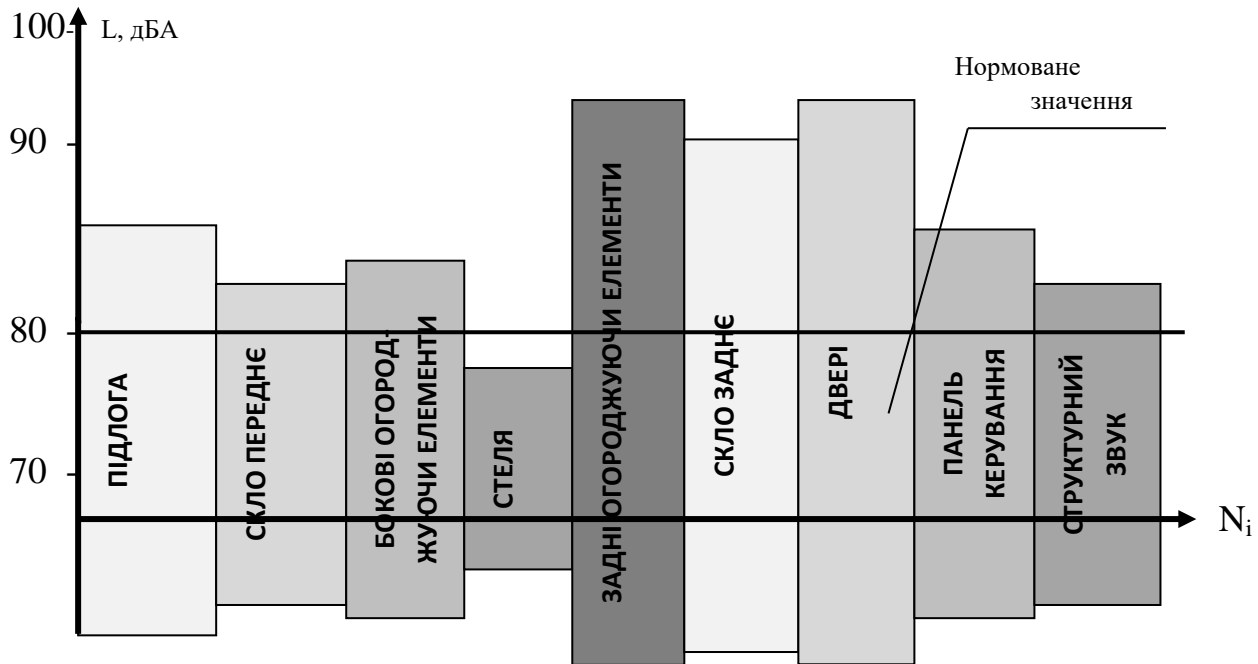
місць операторів з точки зору ергономічних вимог. Конструктори будівельних машин значну увагу приділяють дотримуванию припустимих значень шуму на робочому місці оператора. В той же час характерним для цих машин є збільшення потужності двигунів і збільшення швидкості пересування. Ці фактори сприяють збільшенню шуму як на робочому місці, так і в навколишньому середовищі. Рівні звуку на відстані 10 м від деяких будівельних машин і механізмів складають 85 –90 дБА, що не задовольняє вимогам [1].

Не кращим чином виглядає віброакустичний режим в кабінах ТЗ. Навіть оператори сучасніших будівельних машин піддаються дії шуму та вібрації, які перевищують вимоги ДСН [1,2] на 3-10 дБА. Шумоутворення в кабінах транспортних засобів має достатньо складний характер. Поруч з шумом, який проникає крізь нещільності і елементи кабіни, в останній прослуховується шум, викликаний вібрацією двигуна, деренчанням незакріплених деталей, а також коливаннями повітряного стовпа в кабіні.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Кабіни транспортних засобів відносяться до приміщень малого об'єму, в яких спостерігається збільшення хвиль інфразвукового діапазону, що особливо небезпечно для людини.

Комплексний аналіз шумоутворення в кабінах будівельно-дорожніх машин (БДМ), використовуючи метод «прослуховування» елементів, що огорожують дозволив виявити долю шуму кожного джерела (рис. 1) [3,4].



Складові шумового утворення в кабінах транспортних засобів N<sub>i</sub>

Рис. 1. Гістограма долів шуму, який проникає в кабіни транспортних засобів крізь конструкційні елементи

Таким чином, шумовий режим на робочому місці оператора будівельних машин створюється системами вихлопу двигуна і проникає крізь задню стінку і заднє скло, а також двері і від двигуна, трансмісії, пневмосистем (крізь підлогу, панель керування).

При роботі оператор будівельних машин, крім дії інтенсивного шуму, підвергається значним вібраційним коливанням. Збуджуючі імпульси, які викликають їх, виникають при включенні і виключенні механізмів, при розгоні і гальмуванні, при різкій зміні швидкості, а також при черпанні і розвантаженні. Коливання на підлозі кабіни носять явно виражений випадковий характер з постійними змінами амплітуди та частоти і можуть збільшуватися у п'ять разів (з 0,1 до 0,5 мм) [3,5].

Наукові праці Прудовського М. Є., Єлізарова Ю. М., Євдокімова В. А., Ржевкіна С. Н., Юдіна Є. Я., Горенштейна І. В., Олехновича К. А. присвячені створенню різних засобів і заходів з поліпшення шумового режиму у виробничих приміщеннях [10].

Заслуговують на увагу розробки за останні роки українських вчених Є. П. Самойлюка, Ю.В. Богданова, В.В.Сафонова, І.М. Паращійко нових звукопоглинальних конструкцій, камерних глушників, віброізолюючих матеріалів та ін. [4,5].

### Формулювання мети статті

Роботи по зниженню шуму в кабінах транспортних машин ведуться по двом напрямкам:

експериментальному і теоретичному [3]. Перше найбільш розповсюджено, однак при цьому не завжди вдається запроєктувати робоче місце оператора с заданими віброакустичними параметрами. Шлях успішного рішення цієї задачі полягає в розрахунках розповсюдження шуму в кабінах транспортних засобів, які представляють собою замкнуті приміщення малого об'єму.

Рівень звукового тиску  $L_{вн}$  в приміщенні малого об'єму визначається, при деяких припущеннях, шумом, який викликається вібрацією  $L_{сmp}$  і шумом, який проникає повітряним шляхом  $L_{нов}$ , тобто

$$L_{вн} = L_{сmp} + L_{нов}, \quad (1)$$

Вібрація, яка викликає шум, передається на кабіну від працюючих агрегатів і в наслідку контакту колесив зі шляхом при руху транспортного засобу. Тому структурний шум складається з шуму, який викликається джерелами вібрації періодичного характеру і шуму, який викликається випадковим збудженням машини. Повітряним шляхом шум проникає в кабіну через елементи огороження, щілини, отвори, пройми.

Існує декілька теорій, на основі котрих розглядаються звукові процеси в повітряних об'ємах приміщень, які представляють собою складну коливну систему. Широке застосування для аналітичного опису хвильових процесів знайшла статична теорія акустики [8]. Ця теорія не розглядає

складних акустичних явищ, припускає визначену ідеалізацію фізичних процесів в приміщенні і повністю відходить від хвильової природи звуку. Статична теорія розглядає випадкові стаціонарні ергодичні процеси і базується на припущенні рівно ймовірного розповсюдження звукових хвиль в будь-яку точку приміщення.

Звукове поле в замкнутих приміщеннях малого об'єму (кабіни) на середніх і високих частотах можна розглядати як дифузне і ізотропне [8] тому що

$$l_{min} > 3 \lambda,$$

де  $l_{min}$  - мінімальний лінійний розмір приміщення;

$\lambda$  - довжина звукової хвилі.

Щільність енергії повного звукового поля в малих приміщеннях складається із щільності енергій прямого і відбитого звуку різних джерел. Використання статичної теорії розповсюдження повітряного шуму, в даному випадку, дає можливість використання методу енергетичного складання сигналів, що дозволяє всі розрахунки звести до логарифмування.

Завдання даних досліджень полягає в створенні математичної моделі для розрахунку віброакустичних параметрів з метою розробки раціонального шумозахисту операторів транспортних засобів. Зниження повітряного шуму на робочому місці оператора здійснюється, в основному, за допомогою конструкційних елементів кабіни, капотів, екранів, які в свою чергу можуть включати в себе ряд звукопоглинальних конструкцій [8]. Структурний шум передається в кабінку внаслідок вібрації стінок і підлоги кабіни. Інтенсивність і доля цього шуму залежить від конструкційного виконання зв'язків між елементами кабіни і джерелами вібрації. На шумовий режим операторів також впливає наявність щілин, проломів, отворів.

### Виклад основного матеріалу

Для умов приміщень малого об'єму з достатньою для практики точністю ( $\pm 2$  дБ) рівень шуму в зоні роботи оператора може розраховуватися на основі енергетичного закону складання звуків. Структурний шум розповсюджується від кожного джерела вібрації машини, при цьому досягає кожної огорожі приміщення і залежить від конструкції з'єднання вузлів останніх. Звукове поле в повітрі приміщення малого об'єму характеризується рівнем звукового тиску  $L_p$  у кожній октавній смузі частот. Звукові коливання усіх огорож і екранів (структурний шум в них) характеризується рівнем віброшвидкості  $L_v$  на

тих же смугах частот. Рівень віброшвидкості  $L_v$  і-ї огорожі чи екрану кабіни, до якої структурний шум передається від джерела коливання одним шляхом можна визначити по формулі

$$L_{vi} = L_{pi} - R_i - \Sigma R_{ij}, \quad (2)$$

де  $R_i$  - ізоляція повітряного шуму  $i$ -ю конструкцією кабіни;

$\Sigma R_{ij}$  - сумарна ізоляція структурного шуму в вузлах з'єднання конструкції.

При цьому рівень звуку на робочому місці оператора, тобто в ближньому звуковому полі ( $r < 2l_{max}$ ,  $r$  - відстань до джерела шуму;  $l_{max}$  - максимальний розмір огорожі кабіни) від структурного шуму дорівнюватиме

$$L_{pi} = L_{vi} + 10 \lg(\chi F_i / S), \quad (3)$$

де  $\chi$  - коефіцієнт випромінювання, який залежить від  $r / 2l_{max}$ ;

$F_i$  - площа випромінювання  $i$ -ї огорожі;

$S$  - еквівалентна площа звукопоглинання.

При визначенні сумарного рівня звукового тиску, тобто від усіх елементів конструкції кабіни скористуємось іншим виявленням

$$L_{cmp} = 10 \lg \left( \sum_{i=1}^m 10^{0.1 L_{pi}} \Pi_i + \frac{4}{B} \sum_{m=1}^n 10^{0.1 L_{pi}} \right), \quad (4)$$

де  $\Pi_i$  - внесок прямого звуку для  $i$ -го елемента конструкції кабіни;

$B$  - постійна приміщення;

$m$  - чисельність джерел звуку в прямій зоні випромінювання;

$n$  - загальна чисельність джерел звуку з урахуванням середнього коефіцієнту одночасної роботи обладнання.

Постійну приміщень малих об'ємів при дифузному полі відбитого звуку визначають за формулою

$$B = \frac{A}{1 - \alpha}, \quad (5)$$

де  $A = \alpha S$  - сумарне звукопоглинання в приміщенні або еквівалентна площа звукопоглинання;

$\alpha$  - середній коефіцієнт звукопоглинання (для приміщень малого об'єму і необроблених звукопоглинальним матеріалом він дорівнює  $\sim 0$ ).

Ізоляція структурного шуму (віброізоляція) залежить від конструкцій з'єднань між  $i$ -ми елементами кабіни і  $j$ -ми елементами транспортного засобу. Встановлено, що ізоляція структурного шуму з'єднаннями елементів

конструкцій не має явних виразів залежності від частоти. Тому в якості характеристики з'єднання можна використовувати середню по частоті ізоляцію структурного шуму  $\Sigma R_{ij}$  (2) і визначити її згідно формули

$$\Sigma R_{ij} = \sum_{i=1}^j \left[ 15 \lg \frac{q_j}{q_i} + 10 \lg \left( \frac{D_i}{D_j} - \frac{D_j}{D_i} \right)^2 k \right], \quad (6)$$

де  $q_i$  і  $q_j$  – щільність поверхні елементів кабіни і елементів, які є джерелами вібрації;

$D_i D_j$  – циліндрична жорсткість елементів кабіни і елементів, які є джерелами вібрації;

$k$  – коефіцієнт втрат при передачі вібрації від одного елементу до іншого.

Таким чином, формули (1.3) – (1.5) визначають складову частину структурного шуму, яка діє на оператора машини. Формула (1.6) дає уявлення о можливості зниження передачі вібрації і структурного шуму в цілому на елементи кабіни транспортного засобу.

Другий член у формулі (1)  $L_{нов}$  визначає долю шуму, який проникає на робоче місце оператора крізь огорожуючі конструкції кабіни. Джерелами повітряного шуму транспортних засобів можуть бути різноманітні вузли і агрегати (двигуни, трансмісія, пневмосистеми, вихлоп та ін.). Так, щоб визначити рівні звукового тиску в замкнутому приміщенні малого об'єму, який проникає від джерела, яке знаходиться поблизу кабіни треба враховувати розташування джерела у просторі, площу звукопоглинання кабіни, звукоізоляційні властивості огорожі кабіни, дифракції звука на елементах кабіни та геометричні розміри кабіни. Таким чином

$$L_{нов} = \sum_{i=1} L_p - \Delta L_{pi} - 20 \lg r - 10 \lg \Omega + 10 \lg \frac{S_{оз}}{A_{каб}} + 6, \quad (7)$$

$$\sum_{i=1} L_p = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 L_{pn}}, \quad (8)$$

$$\Delta L_p = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^m S_{оз}}{\sum_{i=1}^m S_{оз} \cdot 10^{-0,1} (Z_{оз} + 10 \lg \Psi_{оз})}, \quad (9)$$

де  $\Sigma L_p$  – сумарний рівень звукової потужності від усіх джерел, які розташовані поблизу кабіни на відстані  $r$ ;

$\Omega$  – фактор спрямованості випромінювання з урахуванням розташування джерела у просторі;

$S_{оз}$  – площа елемента конструкції, через яку проникає шум;

$A_{каб}$  – еквівалентна площа звукопоглинання кабіни;

$Z_{оз}$  – звукоізолюючі властивості елемента огорожі кабіни;

$\Psi_{оз}$  – акустична складова за рахунок дифракції звуку на елементах кабіни транспортного засобу;

$n$  і  $m$  – кількість огорожуючих елементів і джерел шуму, які приймаються до розрахунку.

## Висновки

Таким чином, сукупність аналітичних залежностей, формули (1.7) – (1.9), вирішують долю повітряного шуму у формулі (1.1), яка є основою для математичного моделювання віброакустичних процесів у закритих приміщеннях малих об'ємів. Аналізуючи вище приведені аналітичні залежності, які представлені у загальному вигляді, неважко встановити рівні звукового тиску, які очікують на робочому місці оператора і чисельні вимоги до основних систем шумозахисту транспортного засобу.

Заключний етап досліджень віброакустичного режиму в замкнутих приміщеннях малого об'єму, тобто в кабінах БДМ висловлюється в пошуку заходів і засобів, які б забезпечили вимоги санітарних норм.

## Література

1. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку й інфразвуку.
2. ДСН 3.3.6.039-99. Санітарні норми виробничої загальної і локальної вібрації.
3. Иванов И. И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. – 2-е изд., перераб. – М.: Транспорт, 1987. 223 с.
4. Снижение шума методами звукоизоляции. В. И. Заборов, И. В. Горенштейн, Л. Н. Клячко и др. – М.: Стройиздат, 1973.
5. Новак С.М., Логвинец А.С. Защита от шума и вибрации в строительстве. К.: Будівельник, 1990.
6. Измерова Н. Ф. Гигиена труда./ Под ред. Н. Ф. Измерова, В. Ф. Кириллова. – М.: ГЭОТАР-Медиа, 2010. – 592 с.
7. Виробнича санітарія: Навч. посіб./Ткачук К.Н., Капитанов С.Ф. Зацарний В.В., Ткачук К.К.- К.: НТУУ«КПІ», 2009. - 323 с.
8. Иванов Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432с.
9. Иванов Н. И., Никифоров А. С. Основы виброакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482с.

## References

1. DSN 3.3.6.037-99. Sanitary standards for environmental noise, ultrasound and infrasound.
2. DSN 3.3.6.039-99. Sanitary norms of general and local vibration.

3. Ivanov I. I. Fight against noise and vibrations on track and construction machines. - 2nd ed., revised. – М.: Transport, 1987. 223 p.
4. Noise reduction by soundproofing methods. V. I. Zaborov, I. V. Gorenstein, L. N. Klyachko and others - М. : Stroyizdat, 1973.
5. Novak S.M., Logvinets A.S. Noise and vibration protection in construction. К.: Budivelnik, 1990.
6. Izmerova N. F. Labor hygiene./ Ed. N. F. Izmerova, V. F. Kirillova. - М.: GEOTAR-Media, 2010. - 592 p.
7. Virobnicha sanitariya: Navch. posib./Tkachuk K.N., Kashtanov S.F.
8. Ivanov N. I. Engineering acoustics. Theory and practice of noise control: textbook / 3rd ed. revised and additional – М.: Logos, 2013. – 432p.
9. Ivanov N. I., Nikiforov A. S. Fundamentals of vibroacoustics: Textbook for universities - St. Petersburg: Polytechnic, 2000. -482 p.

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф., зав. кафедри електричного транспорту М. В. Хворост, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, Україна.

**Автор:** ЗАІЧЕНКО Віктор Іванович  
кандидат технічних наук, доцент  
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова  
E-mail – [viza50@ukr.net](mailto:viza50@ukr.net)  
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5390-2524>

**Автор:** БІЛИМ Павло Анатолійович  
кандидат технічних наук, доцент  
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова  
E-mail – [Pashha56@ukr.net](mailto:Pashha56@ukr.net)  
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9473-4280>

**Автор:** РОГОЗІН Анатолій Сергійович  
кандидат технічних наук, доцент  
Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова  
E-mail – [darbar@ukr.net](mailto:darbar@ukr.net)  
ID ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4604-3351>

## MODELING OF VIBROACOUSTIC PROCESSES IN TRANSPORTATION CABINS

V. Zaichenko, P. Bilim, A. Rogozin

O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, Ukraine

*In the closed rooms of small buildings, and in the cabins of flexible transport vehicles, there is a very specific process of developing both structural and occasional noise. Dzhherela noise and vibrations on transport means it is cleverly possible to change on mechanical, aerodynamic, hydro mechanical, electromagnet and inch. Operators of a large number of transport vehicles - emergency and road vehicles, vantage cars, assistance for transporting passengers and others. Noise of 85 - 95 dB A. Vikoristannya traditional and effective, from the point of view of the noise control operator, designs that are not rimmed with rosary do not expect to give results. In some cases, it can lead to a retype i, besides; it is not enough to pay off financial investments.*

*By the method of cinch doslidzhen є theoretically setting up the noise reduction processes in closed small-volume applications (in the cabins of transport vehicles) with the purpose of entering and using the noise mode on the operator's workstation.*

*The task of the data is studied in the development of a mathematical model for the analysis of vibroacoustic parameters with the method of development of rational noise protection for operators of transport facilities. The reduction of the noise level at the operator's working station is mainly due to the additional structural elements of the cabin, hoods, screens, and they can include a number of soundproof clay structures in their line of work. Structural noise is transmitted to the cabin due to the vibrations of the walls and cabin sub-logs. Intensity and proportion of the noise to fall due to the structural sound of the connection between the elements of the cabin and the vibrations. The presence of gaps, breaks, and openings also affects the noise mode of operators.*

*For minds, the use of a small volume with an accuracy sufficient for practice ( $\pm 2$  dB) equal to the noise in the operator's work area can be developed on the basis of the energy law of sound folding.*

**Keywords:** sound, noise, vibration, vibration isolation, frequency, transport, sound pressure, sound clinging, rigidity of construction, sound field, acoustic screens.