

УДК 629.114.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ГЛУШНИКІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ З МЕТОЮ ВИЯВЛЕННЯ НЕБЕЗПЕЧНИХ УМОВ ЇХ РОБОТИ

Л.М. Петров, канд. техн. наук, Макарчук В.І. інж., Павлішин П.М., інж.,
Одеський державний аграрний університет

Борисенко Т.М., інж.
ОСМО ДЦ ЦНТН

Проведено аналіз існуючих конструкцій глушників вантажних автомобілів. Проведено дослідження безпечних умов їх роботи. Проведено математичний аналіз, щодо умов роботи глушників вантажних автомобілів. Зроблено висновки щодо впровадження в конструкцію вантажних автомобілів найбільш удосконалених конструкцій глушників.

Ключові слова: рушій, енергія, система, колесо, поверхня.

Вступ. Високі вимоги щодо протидії випуску відпрацьованих газів (0,075...0,1), що пред'являються виробниками двигунів до систем випуску, не дозволяють проектувати традиційні для 4-х тактних дизелів ежекційні системи охолодження. Тому виникає необхідність у використанні глушників, які рекомендують фірми виробники. Проте розміри й конфігурація «фірмових» глушників не завжди дозволяють використовувати їх через особливості конструювання проектованого виробу, тому виникає необхідність у самостійній розробці глушників. Основними вимогами до глушників є: ефективність (рівень шуму виробу не повинен перевищувати 80 дБ); мінімальний вплив на потужність двигуна і його економічні показники; невеликі геометричні розміри й маса; технологічність виготовлення; надійність і простота експлуатації.

Проблема. Робота присвячена розробці конструктивно нового рішення удосконалення глушника. Світова тенденція по удосконаленню системи випуску відпрацьованих газів спрямована на удосконалення конструкції глушника. Останнім часом фахівці ведуть роботи з розробки нових типів різної техніки і по модернізації вже існуючих. Одною з основних вимог, що пред'являються до цих виробів, є підвищення параметрів рухливості, що, у свою чергу, тягне за собою необхідність застосування більш потужніших двигунів. Оскільки в Україні є виробництво тільки 4-х тактних дизельних двигунів потужністю до 600 к.с., фахівці змушені розробляти силові установки, що базуються на 4-х тактних дизельних двигунах іноземного виробництва - фірм DEUTZ (Німеччина), IVECO (Італія), MTU (Германія).

Мета досліджень. У період створення перших глушників звуку пострілу були вже відпрацьовані варіанти автомобільних глушників, де також зменшувався звук вихлопу газів високої температури й тиску. В автомобільних глушниках знижували температуру й тиск газів послідовно в декількох камерах, розташованих радіально або послідовно щодо

поздовжньої осі вихлопної труби. З деякими змінами, що враховують фізичні характеристики порохових газів дулового вихлопу, ці принципи знайшли застосування в глушителях для вогнепальної зброї [1-6]. Аналіз переваг і недоліків систем заглушіння, а також розгляд області їх застосування, дозволяє затверджувати, що в практиці для зниження шуму вихлопу найбільше поширення знайшли двох - і трикамерні реактивно-розширювальні й комбіновані резонансно-розширювальні глушители звуку й гасителі з елементами зміни напрямку руху газового потоку й перфорацією (рис. 1).

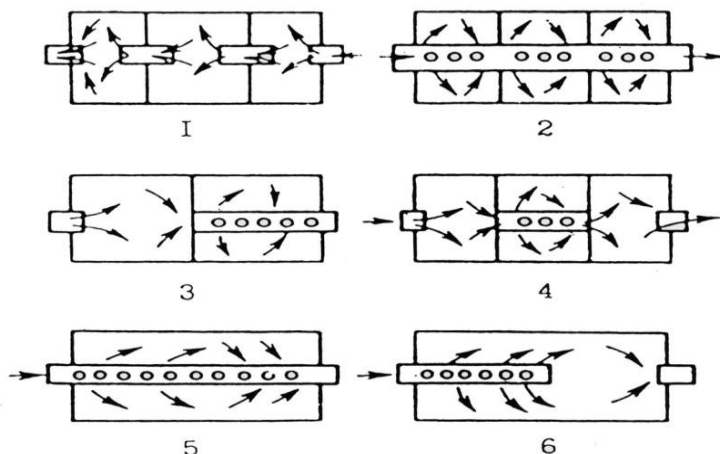


Рис. 1. Розповсюджені схеми глушителів шуму вихлопу ДВЗ:

1 – резонансний трикамерний; 2 – реактивно-розширювальний трикамерний; 3 – комбінований (резонансно-розширювальний) двокамерний; 4 – те ж трикамерний; 5 – резонансний; 6 – реактивно-розширювальний однокамерний з перфорацією.

Результати досліджень. Результати робіт, які провели вчені Кравчук П.Н., Момджи В.С., з вивчення фізичних явищ при вихлопі двигуна внутрішнього згоряння й визначенню конструктивних схем глушителя звуку вихлопу всі так само становлять значний інтерес для розроблювачів глушителів звуку пострілу вогнепальної зброї. Роботи Драганова Б.Х. та Терехин А.С. [1, 6] зі створення глушителів для двигунів внутрішнього згоряння можуть бути використані при конструюванні й експериментальному відпрацюванню глушителів звуку різних типів автомобілів. Згідно робіт [1, 6] нами викладені основні принципи глушіння звуку вихлопу двигунів внутрішнього згоряння. При поширенні плоскої звукової хвилі в каналі й відсутності відбиття звукових хвиль за глушителем величина зниження шуму глушителем визначається залежністю:

$$\Delta Z = 10 \lg(1 + \rho_c / 2SZ_a)^2 \quad (1)$$

де ρ_c – питомий акустичний опір середовища в каналі; Z_a – акустичний опір глушителя, що представляє собою суму активного R_a і реактивного φ_a опорів $Z_a = R_a + i\varphi_a$; S – площа поперечного перерізу каналу.

Глушители шуму повинні зменшувати рівень шуму й не перешкоджати функціонуванню пристрою, що генерує шум. Крім цього, до глушителів, залежно від експлуатаційних особливостей, пред'являються вимоги по

габаритах, формі, масі, вартості, використанні конструкційних і поглинаючих звук матеріалів і т.п. Ефективність глушителя характеризують ефектом установки глушителя: по звуковому тискові в точці контролю шуму $\Delta L = L_{1-L2}$ і по звуковій потужності $\Delta lp = Lp_{1-lp2}$, де Lp_1 і Lp_2 – рівні звукової потужності в системі за глушителем до й після його установки. Ефект глушителя по потужності, обмірюваної при установці, що не відбивають звук воздуховодів на вході й виході глушителя називають трансмісійними втратами й найчастіше використовують для оцінки ефективності конструкції глушителя.

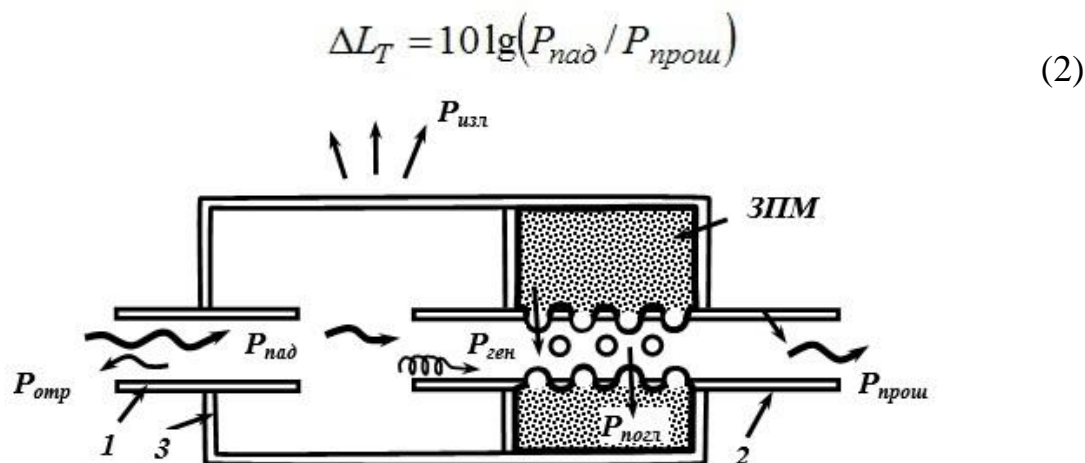


Рис. 2. Розподіл потоків звукової енергії в глушителі:

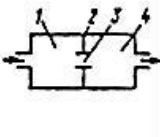
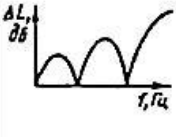
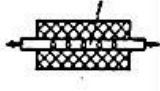

1 – прийомна труба глушителя; 2 – випускна труба; 3 – корпус глушителя шуму; Зпм- Звуковбирний матеріал.

Рівень балансу звукової енергії (потужності) у глушителі (рис. 2) має вигляд:

$$P_{прош} = P_{над} - (P_{отр} + P_{погл} + P_{изл}) + P_{ген} \quad (3)$$

де $P_{над}$, $P_{прош}$, $P_{отр}$, $P_{погл}$, $P_{изл}$, $P_{ген}$ – відповідно звукова енергія падаюч, пройшла, відбитих хвиль, енергія, поглинена в глушителі, випромінювана в простір і генеруєма в ньому в одиницю часу. У правильно спроектованому глушителі енергією $P_{ген}$ у наведеному рівнянні балансу можна зневажити. Ефективними засобами зменшення генерації енергії є зменшення швидкості потоку в глушителі й додання внутрішнім елементам глушителя обтічної форми. Передача звуку через глушитель відбувається по газу, що перебуває в порожнині глушителя, і по елементах конструкції глушителя. Енергія, передана по конструкції, звичайно невелика внаслідок великої різниці акустичних опорів повітря й металу (матеріалу корпусу глушителя). За принципом дії глушители ділять на дві основні групи – що відбивають (реактивні, рефлекторні) і дисипативні (активні) глушители (див. таблицю 1). У глушителях, що відбивають, зменшення шуму за глушителем досягається головним чином за рахунок відбиття енергії, що набігають на нього хвиль ($P_{отр} > P_{погл}$); у дисипативних – за рахунок перетворення звукової енергії хвиль, що набігають, у тепло в елементах глушителя. Глушители, для яких істотні й відбиття й дисипація, називаються комбінованими.

Таблиця 1. Класифікація шумозахисних конструкцій.

Фізический ефект шумозаглушення	Найменування шумовиброзахисної конструкції	Схема	Обозначения на схеме	Частотные характеристики	Ориентировочная эффективность, дБ	Область применения на ПМ (путевые машины) и СДМ (строительные машины)
1. Отражение звука	Глушитель реактивный		1 – первая расширительная камера; 2 – перегородка; 3 – соединительная труба; 4 – вторая расширительная камера		8–10	Глушение шума выхлопа двигателей внутреннего сгорания
2. Поглощение звуковой энергии	Глушитель активный		1 – перфорированная труба		4–10	Глушение шума всасывания двигателей внутреннего сгорания и компрессоров

У глушителях активного типа звукова енергія перетворюється в тепло у звуковбирному матеріалі (ЗВМ), який розміщують на внутрішніх порожнинах глушителя, у воздуховодах і поблизу їх виходів в атмосферу. Потік газів у таких глушителях звичайно направляєється уздовж поверхні поглинача. Їхній гідравлічний опір у більшості випадків невелике. Ефективна робота поглинаючих конструкцій у широкому діапазоні частот забезпечується при товщинах розміщених на них шарів поглинача порядку чверті довжини хвилі, що заглушає звук. Для зменшення рівня низькочастотного шуму необхідні розміри поглинаючих елементів стають занадто більшими й більш ефективним виявляєється застосування реактивних глушителів. Активні глушители доцільніше всього застосовувати для зменшення передачі шуму на частотах, для яких $0,5\lambda \leq (0,5 \div 1)b_x$, $b_x = \sqrt{F_e}$ – характерний поперечний розмір воздуховода; F_e – його площа.

Реактивні глушители найбільш ефективні на частотах, для яких $0,5\lambda > b_x$. Реактивні глушители шуму виконуються звичайно у вигляді системи розширювальних і резонансних камер, з'єднаних між собою за допомогою труб і отворів. Комбіновані (активно-реактивні) глушители виконуються з камерами зсередини облицьованими звуковбирним матеріалом (ЗВМ). При цьому в низькочастотній області камери працюють як відбивачі, а у високочастотній – як поглиначі звуку. Характерна риса глушителів активного типу – досить плавна крива частотної характеристики зменшення шуму, а в глушителів реактивних ця крива має ряд гострих піків і провалів. До найбільш простих глушителів шуму активного типу ставиться ділянка 1 трубопроводу круглого й прямокутного перетину, облицьований звуковбирним матеріалом (рис. 2.2 а). У боротьби з виробничими шумами одним із завдань є звукоізоляція циліндричних труб і оболонок. Зокрема, на газокompресорних і газорозподільних станціях, а також відводах газу для промислових підприємств рівень шуму зовні трубопроводу досягає 100-120 дБ. Звуковбирний матеріал 5 (мал. 2.2) застосовують у вигляді набивання або

матів, якими обертається внутрішня перфорована труба 3. Звичайно крок перфорації $t=2d$, де d – діаметр перфорації (4...8 мм). При цьому коефіцієнт перфорації ухвалюється рівним 0,2. При зменшенні його помітно знижується ефективність глушителя на високих частотах. Для перфорованих пластин відстань між отворами мають бути, по-можливості, малим. Якщо отвори стоять друг від друга більш ніж на 2-3 діаметра (d), то вони випромінюють вузькополосний шум синхронно (когерентно), і рівень звуку від когерентно випромінюючих отворів приблизно на 20 дБ вище, чим від одиночного отвору. Коли відстань між отворами менше $1,2d$, отвору випромінюють вузькополосний шум у загальному випадку не синхронно, і його рівень нижче. Акустично зв'язані отвори в плоскій пластині не випромінюють вузькополосний шум, якщо $L/d > 4$, де L – товщина пластини, d – діаметр отвору. Коли $L/d < 4$, вузькополосний шум, якщо він не повністю виключається, буде мати порівняно низький рівень.

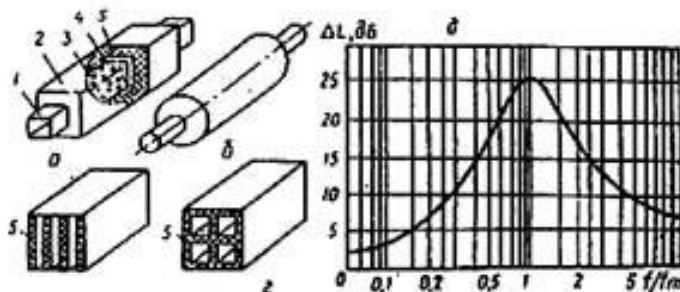


Рис. 3. Глушители шуму активного типу:

a – принципова схема; *б* – трубчастий глушитель; *в* – пластинчастий глушитель; *г* – стільниковий глушитель; *д* – частотна характеристика загасання в трубчастому глушителі на довжині, рівної трьом калібрам. 1 – трубопровід; 2 – кожух; 3 – отвір у трубопроводі (перфорація); 4 – проміжок без звуковбирного матеріалу; 5 – звуковбирний матеріал.

Загасання в трубчастому глушителі Δl приблизно можна визначити, використовуючи графік (мал. 2.2, *д*), а також формулу Белова

$$\Delta L = 1,1 \cdot \alpha_{\text{экв}} \cdot \Pi \cdot l / S,$$

де Π – периметр прохідного перетину, м; l – довжина глушителя, м; S – площа прохідного перетину, м^2 ; $\alpha_{\text{экв}}$ – еквівалентний коефіцієнт звукопоглинання облицювання, обумовлений по таблиці 2.2 залежно від коефіцієнта звукопоглинання α . Для трубчастих глушителей із внутрішнім діаметром D і довжиною l загасання визначається по формулі:

$$\Delta L = 4,4 \cdot \alpha_{\text{экв}} \cdot l / D \quad (4)$$

Таблиця 2. Залежність коефіцієнта $\alpha_{\text{экв}}$ від α

α	$\alpha_{\text{экв}}$	α	$\alpha_{\text{экв}}$
0,1	0,1	0,6	0,9
0,2	0,2	0,7	1,2
0,3	0,4	0,8	1,6

0,4	0,5	0,9	2,0
0,5	0,6	1,0	4,0

У цілому загасання шумів у трубчастих глушителях пропорційно числу калібрів глушителя:

$$\Delta L = 4,4 \cdot \alpha_{\text{зкс}} \cdot k_{\text{зл}} \quad (5)$$

Під калібром глушителя $k_{\text{зл}}$ розуміють відношення його довжини до середнього поперечного розміру внутрішньої труби:

$$k_{\text{зл}} = l / D_2 \quad (6)$$

где $D_2 = 4(S/n)$ - гідравлічний діаметр прохідного перетину, м.

До звукобирних матеріалів, використовуваних у різних глушителях шуму, пред'являються наступні вимоги: висока звукопоглинаємість у потрібному діапазоні частот; нешкідливість, відсутність неприємного запаху; негорючість; мала об'ємна щільність; мала гігроскопічність; біостійкість; стабільність властивостей при впливі робочих факторів; довговічність, економічність, доступність. Глушители шуму реактивного типу підрозділяються на камерні, резонансні й комбіновані. Істотною відмінністю реактивних глушителей є відсутність ЗВМ, що особливо важливо при використанні в системах із запиленими й хімічно активними потоками й у системах викиду продуктів згоряння, де застосування ЗВМ ускладнене його запиленням, коксуванням продуктів згоряння. Якщо в спектрі випромінюваного шуму є низькі й високі частоти, то доцільне застосування комбінованих глушителей. Реактивні й комбіновані глушители шуму komponують звичайно з елементів двох типів –, що відбивають і сполучних з розмежованими функціями. Перші створюють відбиття звуку, другі – забезпечують умови сприятливої роботи елементів, що відбивають, і транспортування робочого середовища між елементами, що відбивають. Роль окремих елементів на різних частотах різна залежно від специфіки їх частотних характеристик і характеристик окремих елементів. Особливістю реактивних глушителей є резонансний характер їх характеристик. При порушенні реактивного глушителя широкосмуговим шумом більша частина енергії передається через нього поблизу резонансних частот системи за рахунок порушення власних коливань газу, відповідних до власних частот, близьких до частот вхідного сигналу. Придушення резонансної передачі звуку становить основу методів підвищення ефективності реактивних глушителей шуму. Камерні глушителя шуму являють собою розширювальні камери в перетині трубопроводу. Схема найпростішого глушителя, що представляє собою одиночну розширювальну камеру, представлена на рис. 4, а.

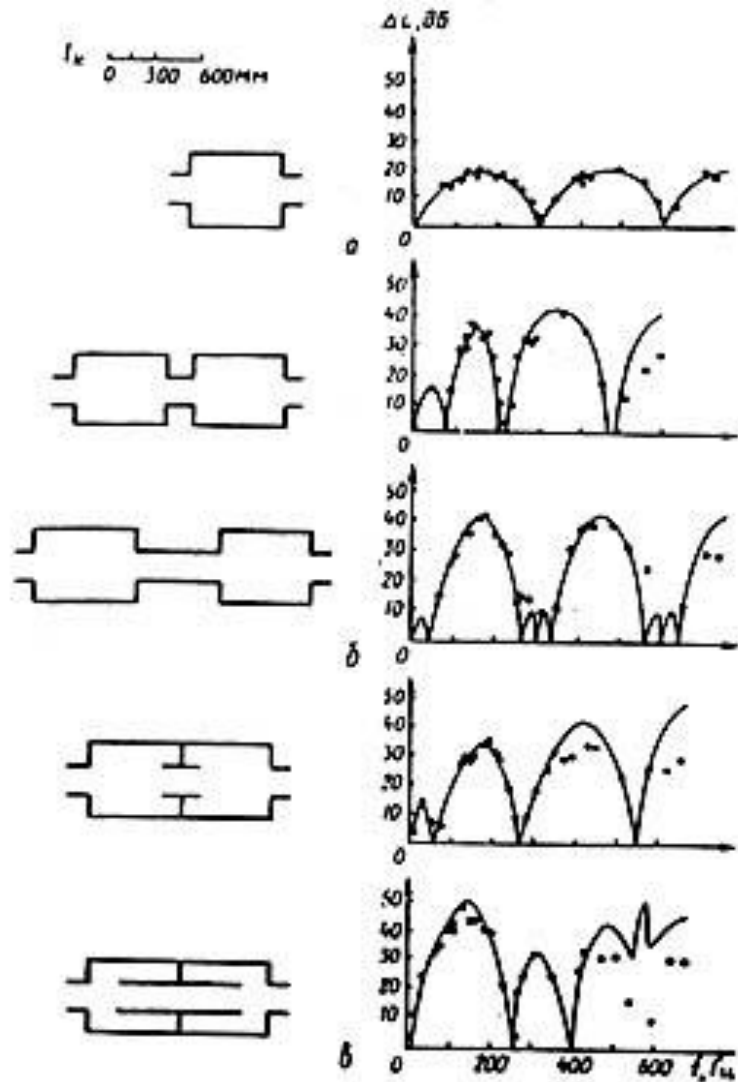


Рис.4. Схеми глушителей шума реактивного типа й відповідні частотні характеристики загасання шуму: а – однокамерного; б – двокамерних, з'єднаних зовнішніми трубками різної довжини; в – двокамерних, з'єднаних внутрішніми трубками різної довжини.

Його ефективність можна розрахувати по формулі:

$$\Delta L_k = 10 \ln[1 + 1/4(m - 1/m)^2 \sin^2 kl_k] \quad (7)$$

де $m = F_2 / F_1$ – відношення площі камери розширення до площі звуження;
 l_k – довжина розширювальної камери; $k = 2\pi f / c$ – хвильове число, m^{-1} .

Вираження слухне лише для плоских хвиль, якщо поперечний розріз камери менше половини довжини звукової хвилі. Частотна характеристика загасання в камерному глушителі має ряд максимумів, що чергуються, значення яких визначається значеннями параметра m , а частота – довжиною камери розширення – l_k . Якщо m збільшується, то росте й загасання, і навпаки. Так, при $m=9$, на максимальній частоті $\Delta L=13$ дБ, а при $m=16$, $\Delta L=18$ дБ (див. рис. 4). Дія, що заглушає, одномодові камери ефективні лише за умови, що основний канал вихлопного тракту має поперечні розміри багато менше

поперечного розміру камери, у свою чергу, малого в порівнянні з мінімальною довжиною звукової хвилі, з діапазону частот шуму, що підлягає заглушінню. Якщо однокамерний реактивний глушитель не забезпечує достатнього шумопоглинання, використовують багатоканерні глушители. Додавання другої камери звичайно ефективніше, чим просте подвоєння обсягу глушителя. Ефективність глушителей шуму росте зі збільшенням числа камер, які з'єднуються один з одним за допомогою отворів у розділових перегородках або за допомогою внутрішніх або зовнішніх сполучних трубок (див. рис. 4. б, в). Двоканерні глушители в 1, 5...2 рази ефективніше одноканерних. Якщо N одноканерних камер довжиною l_k розташовані в ланцюжок і з'єднані між собою трубками довжиною l_{mp} , то ефективність багатоканерного глушителя, дБ, визначається по формулі:

$$\Delta L = 20N \lg \{ |y| + \sqrt{y^2 + 1} \} \quad (8)$$

де

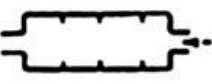
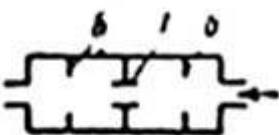
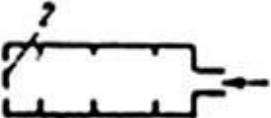
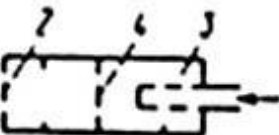
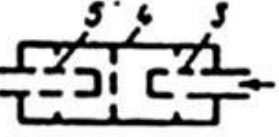
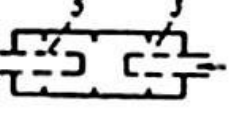

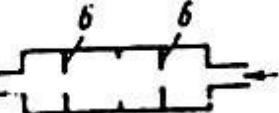
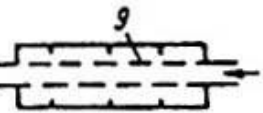
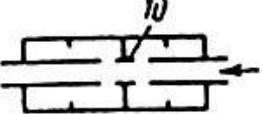
$$y = 0,5 \{ [1 + 0,5(m + 1/m)] \cos[k(l_k + l_{mp})] + [1 - 0,5(m + 1/m)] \cos[k(l_k - l_{mp})] \}$$

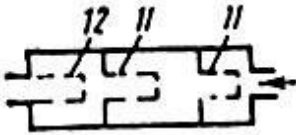
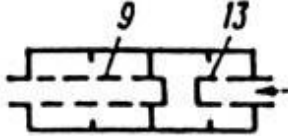
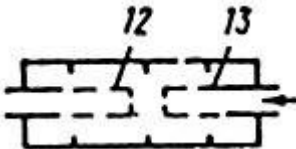
– універсальний камерний глушитель, $m = S_1/S_2$; S_1 і S_2 – площі поперечного перерізу розширювальної камери й сполучної трубки гнізда глушителя, відповідно; l_k і l_{mp} – довжина камер і трубки; k – хвильове число, рівне $2\pi f/c$; f – частота; c – швидкість звуку газів, що проходять через глушитель.

Вплив конструктивних факторів глушителей на частотні характеристики глушіння шуму вихлопу двигунів внутрішнього згорання наведено в таблиці 3, отриманої в роботі [162] при випробуваннях моделей глушителей однакових розмірів трьох основних типів (реактивно-розширювальні, резонансні й комбіновані) з елементами "згладжування" газового струменя (перфоровані трубки, перфоровані перегородки, сполучні трубки, перегородки й ін.). Результати акустичних випробувань дослідних глушителей в 1/3 октавних смугах частот у діапазоні 25-10000 Гц представлені на мал. 4 для моделей 01, 02, 03; мал. 5 – моделі 05, 06, 09; мал. 6 – моделі 01, 10, 13. При випробуваннях було встановлено, що порожня розширювальна камера знижує рівень звукового тиску на 8-15 дБ, а на окремих частотах – до 30 дБ у діапазоні частот 25-800 Гц і на 2-7 дБ у діапазоні 1250-10000 Гц (рис. 6). Незначні заглушіння на високих частотах пояснюються відсутністю в порожній розширювальній камері пристроїв, що згладжують газовий потік. При зменшенні довжини розширювальної камери на 1/4 заглушіння глушителя зменшується на 2-7 дБ у діапазоні 25-100 Гц і зовсім незначно змінюється на високих частотах.

Таблиця 3. Дослідні глушители шуму вихлопу д.в.з.

Номер глушителя	Тип глушителя	Схема глушителя	Позначення на схемі	Зниження	
				загального звукового тиску, дБ	рівня звуку, дБА

01	Реактивно-розширювальний однокамерний		–	11	4
02	Те ж		–	9	4
03	Реактивно-розширювальний чотирикамерний		1 – сполучна трубка; 6 – перегородка з отворами	11	11
04	Реактивно-розширювальний однокамерний		2 – перфорована вихідна перегородка	14	9
05	Реактивно-розширювальний двокамерний		3- перфорована вихідна трубка; 4 – перфорована перегородка	14	13
06	Те ж		5 – перфорована вихідна трубка	22	15
07	Реактивно-розширювальний однокамерний			21	15
08	Те ж, що й 04			11	5
09	Реактивно-розширювальний трикамерний		–	15	12
10	Резонансний однокамерний		9 – прохідна перфорована труба	11	8
11	Те ж		10 – прохідна труба з окремими отворами	10	4

12	Реактивно-розширювальний трикамерний		11 – сполучна трубка окремими отворами; 12 – вихідна труба	15 3	11
13	Комбінований резонансно-розширювальний двокамерний		13 – вхідна труба окремими отворами	16 3	11
14	Реактивно-розширювальний однокамерний		–	15	10

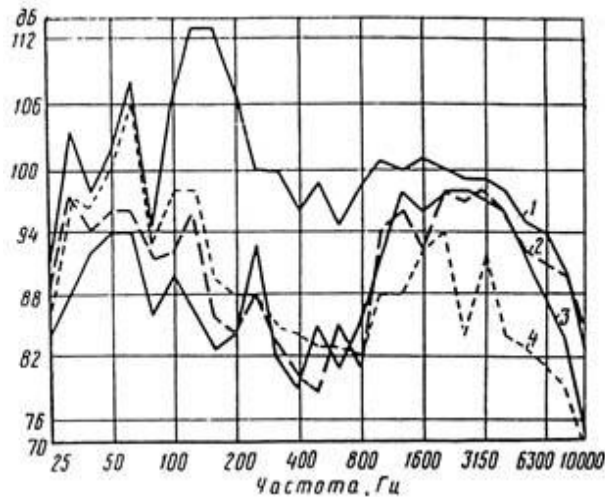


Рис. 5. Частотні характеристики зниження шуму дослідними глушителями: 1 – вихлопна труба; 2 – глушитель 02; 3 – глушитель 01; 4 – глушитель 03. Зміна довжини розширювальної камери впливає на заглушіння в основному на низьких частотах. Таким чином, порожня розширювальна камера працює як акустичний фільтр у низько- і середньочастотному діапазонах. При введенні в конструкцію глушителя пристроїв, що перетворили його з однокамерного в чотирикамерний, заглушіння в діапазоні 25-200 Гц погіршилося в середньому на 4-10 дБ за рахунок взаємних акустичних резонансів камер. На високих частотах у діапазоні 1000-8000 Гц за рахунок згладжування газового потоку при перетіканні з однієї камери в іншу заглушіння глушителей підвищується на 4-10 дБ (на окремих частотах до 14 дБ). При заміні в конструкції глушителя виходу у вигляді труби на перфоровану

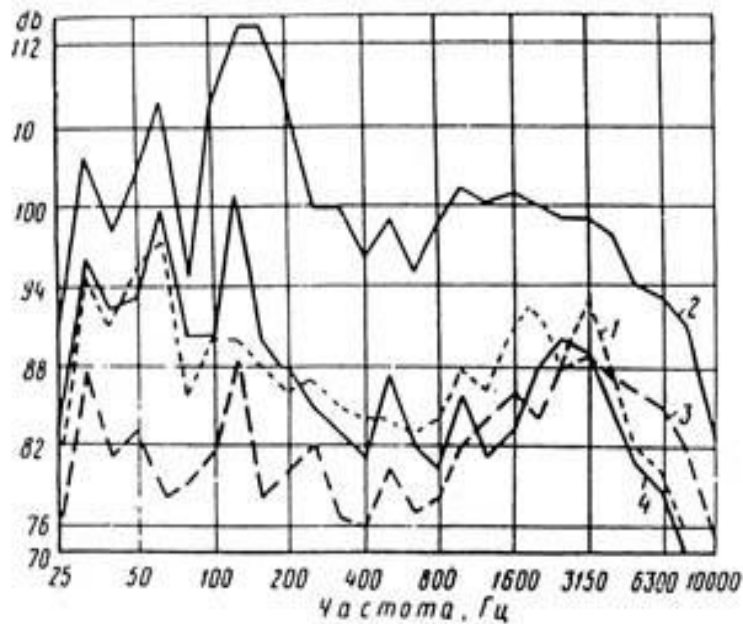


Рис. 6. Частотні характеристики зниження шуму дослідними глушителями: 1 – глушитель 09; 2 – труба; 3 – глушитель 06; 4 – глушитель 05.

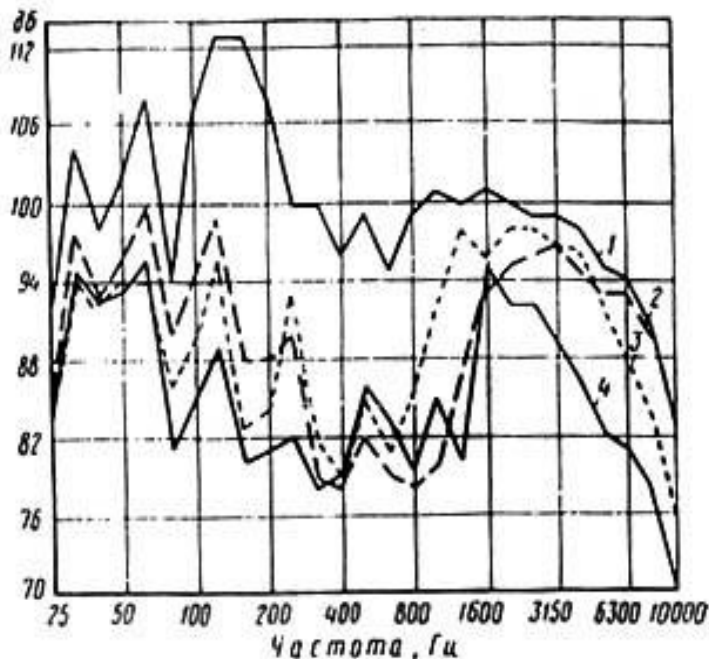


Рис. 7. Частотні характеристики зниження шуму дослідними глушителями: 1 – глушитель 09; 2 – труба; 3 – глушитель 06; 4 – глушитель 05.

перегородку його заглушіння (у порівнянні з порожньою камерою) трохи зростає на низькі (до 100 Гц) частотах, а також на 3-7 дБ зростає в діапазоні 2500-8000 Гц. Поворот газового потоку в глушителі суттєво (до 5-10 дБ) збільшує його заглушіння на високих частотах. Порівняння частотних характеристик заглушіння трикамерного й чотирикамерного глушителей (в останньому в передній перегородці проходить сполучна трубка) показує, що їх ефективність на високих частотах практично не відрізняється, тобто заглушіння не збільшується зі збільшенням числа камер понад трьох. У той же час наявність сполучної трубки між камерами через резонансні явища

значно (до 5-8 дБ) погіршує ефективність чотирикамерного глушителя на низькі (25-125 Гц) частотах. Можна припускати, що сполучні трубки між перегородками й збільшення числа камер глушителя у всіх випадках знижують його заглушіння на низьких частотах. Порівняння результатів випробувань трикамерного глушителя й двокамерного із вхідний і вихідний перфорованими трубками показує (див. рис. 7), що заглушіння другого глушителя на високих частотах трохи вище, чим першого, тобто перфоровані трубки ефективніше згладжують газовий потік, ніж отвори в перегородках. На низьких і середніх частотах заглушіння двокамерного глушителя з перфорованою сполучною перегородкою в середньому на 5-10 дБ, а на окремих частотах на 20 дБ вище, чим трикамерного глушителя. Це відбувається через відсутність резонансів і більш повного використання корисного обсягу глушителя. Порівняння ефективності глушителів, на виході одного з яких установлена перфорована перегородка, а іншого – трубка, (рис. 7) показує, що перший трохи (на 3-6 дБ) більш ефективний на дуже високих частотах (вище 4000 Гц) через більшу площу перфорації. В іншому частотному діапазоні другий глушитель більш ефективний, особливо на низьких частотах. Однокамерний глушитель із перфорованими вхідний і вихідний трубками набагато більш ефективний (у середньому – на 7-15 дБ) майже у всьому діапазоні частот у порівнянні з порожнім глушителем. Збільшення загальної площі перфорації шляхом введення додаткової перегородки, тобто перетворення однокамерного глушителя у двокамерний, позитивно впливає на акустичну характеристику глушителя на високих частотах. Порівняння заглушіння резонансних глушителів, один з яких має трубку з малою й частою перфорацією, а іншої з великими одиночними отворами, показує, що заглушіння останнього в діапазоні частот 31,5-1600 Гц у середньому на 9-16 дБ гірше, чим першого. Можна припустити, що другий глушитель не згладжує газовий потік і майже не працює як резонатор. Комбінація в конструкції глушителя принципу резонансного й розширювального глушителів дозволяє одержати істотне доповнення заглушіння в порівнянні з резонансним (тільки) глушителем. Це заглушіння становить 3-6 дБ на низькій й 6-12 дБ на високій (понад 2000 Гц) частотах (рис. 8). Комбінований двокамерний резонансно-розширювальний глушитель у широкому діапазоні частот на 4 – 10 дБ ефективніше, чим однокамерний глушитель, за винятком низькочастотного діапазону (23-63 Гц), де ефективність обох глушителів приблизно однакова. За рахунок відсутності резонансів однокамерний глушитель із перфорованою вхідною і вихідною трубами (перфорації більшого діаметра) має більш високе (на 5-18 дБ) заглушіння на низьких частотах у діапазоні 25-100 Гц, ніж аналогічний трикамерний глушитель. Перспективні схеми глушителів шуму вихлопу ДВЗ показані на рис. 8.

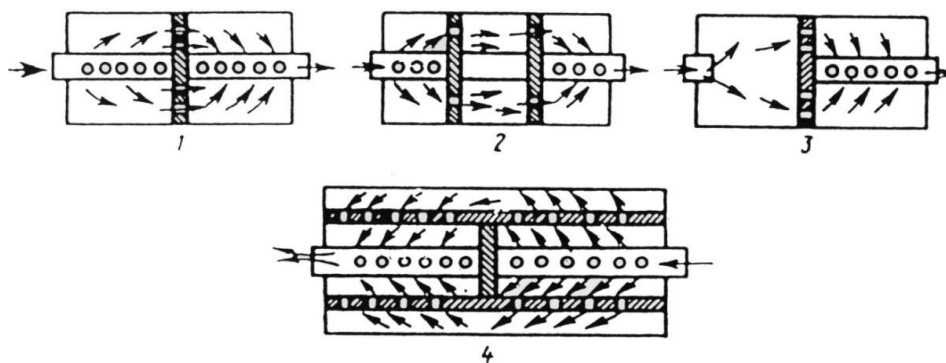


Рис. 8. Перспективні схеми глушителей шума вихлопу ДВЗ: 1, 3 – реактивно-розширювальні двокамерні з перфорацією; 2 – те ж, трикамерний з перфорацією; 4 – те ж, багатокамерний зі збільшеною площею перфорації.

Висновки. Випробування глушителей показали: заглушіння шуму вихлопу ДВЗ резонансними глушителями незначно через вплив газового потоку; комбіновані глушители недоцільні через мале заглушіння резонансного елемента; збільшення числа камер у резонансно-розширювальних глушителях недоцільно; ефективне заглушіння досягається застосуванням елементів глушителя з перфорацією (трубки й перегородки); із збільшенням площі перфорації й довжини шляхи, прохідного вихлопними газами, заглушіння глушителя росте; поворот потоку газів (перед виходом із глушителя) збільшує його заглушіння; для зниження низькочастотних складових шуму вихлопу ДВЗ необхідно збільшувати обсяг глушителя; для зниження середньо- і високочастотних – збільшувати площу перфорації в глушителях.

ЛІТЕРАТУРА

1. Драганов Б.Х. К исследованию явлений, происходящих в выпускной системе двигателя внутреннего сгорания в период свободного выпуска. Известия высших учебных заведений. «Машиностроение». Изд. МВТУ им. Баумана, №9, 1967. –С.110-114.
2. Гужас Д.Р., Тартаковский Б. Д. Экспериментальное исследование звукоизоляции цилиндрических труб. Известия высших учебных заведений. «Машиностроение», Изд. МВТУ им. Баумана, №2, 1970.–С.32-37.
3. Кравчук П.Н., Момджи В.С., Чернышев И.В. Об использовании многошлюзовых камер расширения для построения глушителей шума выхлопа. «Двигателестроение», №1, 1989.–С.28-31.
4. Содди Д.Т., Бекмейер Р.Дж. Широкополосное поглощение звука с помощью облицовок с перегородочной полостью в канале круглого сечения с потоком. Ракетная техника и космонавтика, том 18, №7, июль 1980.–С.182-191.
5. Поболь О.Н. Методы расчета шумозащиты машин: учебное пособие для слушателей заочных курсов повышения квалификации инженеров-конструкторов в машиностроении, –М.: Машиностроение, 1990.– 56 с.

6. Терехин А.С. Влияние уровня звукового давления на акустическую эффективность глушителей шума.– Труды МВТУ им. Баумана, № 273, вып. 2, М., 1978.

7./<http://imkas.ua/nauchnye-stati/glushiteli-zvuka-vystrela-dlya-avtomaticheskogo-oruzhiya/52-glushiteli-dvigatelej-vnutrennego-sgoraniya-dvs> (Глушители двигателей внутреннего сгорания (ДВС)).

ИССЛЕДОВАНИЕ ГЛУШИТЕЛЕЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С ЦЕЛЮ ВЫЯВЛЕНИЯ ОПАСНЫХ УСЛОВИЙ ИХ РАБОТЫ

Петров Л.Н., Макаrchук В.И., Павлишин П.Н., Борисенко Т.Н.

Ключевые слова: движитель, энергия, система, колесо, поверхность.

Резюме

Проведено анализ существующих конструкций глушителей грузовых автомобилей. Проведено исследование безопасных условий их работы. Проведено математический анализ, относительно условий работы глушителей грузовых автомобилей. Сделаны выводы по внедрению в конструкцию грузовых машин наиболее усовершенствованные конструкции глушителей.

RESEARCH MUFFLER TRUCKS TO DETECT DANGEROUS CONDITIONS THEIR WORK

Petrov L.M., Makarchuk V.I, Pavlishyn P.M., Borisenko T.N.

Key words: work force, energy, system, a wheel, a surface.

Summary

The analysis of existing designs silencers trucks. Research safe conditions of work. A mathematical analysis, on the terms of silencing car to trucks. The conclusions on the implementation of the design of the most advanced trucks konsturktsiy mufflers.