

УДК 504.05

DOI:10.26661/2071-3789-2019-2-42-19

**Манідіна** Євгенія Анатоліївна, доцент, кандидат технічних наук  
**Рижков** Вадим Генійович, доцент, кандидат технічних наук  
**Белоконь** Карина Володимирівна, доцент, кандидат технічних наук  
**Беренда** Наталія Володимирівна, доцент, кандидат технічних наук  
**Троїцька** Олена Олександрівна, доцент, кандидат біологічних наук

## ДО ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ ТОНАЛЬНОГО АЕРОДИНАМІЧНОГО ШУМУ В ШИРОКОМУ ДІАПАЗОНІ ЧАСТОТ

*Інженерний інститут Запорізького національного університету*

Запропоновано шляхи зниження рівня тонального аеродинамічного шуму в газоходах. Розглянуто головні параметри, що впливають на ефективність обладнання для гасіння шуму. Визначено оптимальну систему зниження рівня тонального аеродинамічного шуму в широкому діапазоні частот. Для гасіння шуму, що створює тягодуттєве обладнання, слід рекомендувати послідовне встановлення резонансних глушників або комбінацію резонансних та активних глушників.

Ключові слова: тональний шум, аеродинамічний шум, глушник, оптимальна частота, газохід, резонанс

*Вступ.* Експлуатація більшості технологічного обладнання металургійних і машинобудівних підприємств пов'язана з виникненням шуму та вібрації різної частоти й інтенсивності. Підвищений шум негативно впливає на здоров'я робітників і не тільки знижує їх працездатність, але й призводить до нещасних випадків на виробництві, транспорті та за інших умов.

Головними джерелами шуму, які діють в умовах виробничого підприємства, є повітряні та газові тракти, тягодуттєве обладнання, газорозподільні станції та ін. Відомо, що ослаблення шуму повітропроводів досягають застосуванням плавних переходів у місцях змінювання напрямків трубопроводу, також використанням глушників.

### *Аналіз досліджень і публікацій*

Глушники шуму мають різноманітні конструкції з використанням ефектів поглинання та відбиття, а також впливу на джерело звуку. Найбільш ефективними методами гасіння шуму в газоходах є використання активних або абсорбційних (із звукопоглинальними волокнистими облицювальними матеріалами) і реактивних резонансних глушників. Головним недоліком активних глушників є насичення їх конденсаційною вологою та, як наслідок, зниження за часом ефективності роботи. В свою чергу, резонансні глушники не пристосовано для гасіння широко-смугових шумів і призводять до підвищення гідравлічного опору. Варто відзначити, що під час гасіння шуму слід приділити особливу увагу до його низькочастотних складових, тому що на зазначену область акустичного спектру досить ча-

сто доводиться максимум випромінювання потужних тягодуттєвих агрегатів.

З вищевикладеного випливає, що зниження рівня шуму, що створює технологічне обладнання (компресори, димососи, потужні вентилятори тощо), є актуальним питанням для виробничих підприємств.

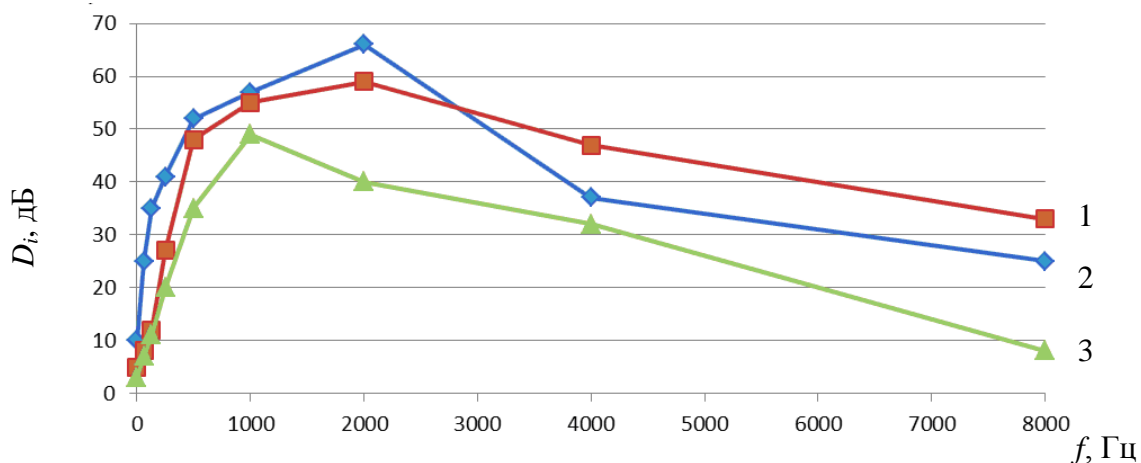
У роботі [1] було визначено залежність внесених витрат від частоти для відбивно-резонансного глушника, що складається з чотирьох блоків. На рис. 1 наведено залежності зниження рівня звукового тиску  $D_i$  від частоти  $f$  для різних глушників.

Експериментальні дослідження показали, що оптимальна частота використання відбивно-резонансного глушника знаходиться у діапазоні частот 63-2000 Гц. Максимальне зниження шуму для всіх трьох глушників зафіксовано у вузькому діапазоні частот 1000-2000 Гц. З рис. 1 видно, що в області низьких частот ефективність глушників різко знижується, а в області високих частот його зниження є повільним.

*Метою* роботи є розробка системи високоефективного зниження тонального аеродинамічного шуму в широкому діапазоні частот.

*Головна частина досліджень.* Одним із методів вирішення поставленого завдання є перетворення звукової енергії хвиль на теплову енергію. Під час використання такого методу для збільшення ефективності поглинання шуму доцільно застосувати явище локального резонансу. Другий метод передбачає застосування звукопоглинального облицювання газоходу (активних глушників).

Для зниження шуму, що створює тягодуттєве обладнання, або інше джерело тонального шуму, слід рекомендувати сумісне використання реактивних та активних глушників.

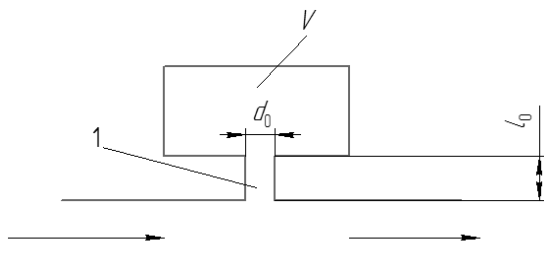


**Рисунок 1** – Експериментально одержані залежності зниження рівня звукового тиску від частоти: 1 - пластинчастий глушник, розташування пластин  $2 \times 2$  [2-6]; 2 - простий дисипативний (активний) глушник з круглим поперечним перерізом і товщиною облицювання  $0,1$  м; вільний діаметр каналу  $D = 0,2$  м; 3 - відбивно-резонансний глушник (експериментальні дані)

Для розробки та проектування високоефективного глушника слід визначити параметри, які впливають на його акустичні й аеродинамічні характеристики. Для цього слід більш докладно зупинитися на механізмі дії резонансного й активного глушників.

Механізм зниження шуму резонансного глушника полягає в тому, що звукова хвиля, потрапляючи з каналу до резонатора, відбивається назад до каналу з фазою, яка є протилежною фазі падаючої хвилі. Як результат, у місці приєднання труби до каналу відбувається взаємне гасіння прямої та зворотної хвиль.

Простішим і давно відомим резонансним глушником є одиночний резонатор Гельмгольца [7] (рис. 2).



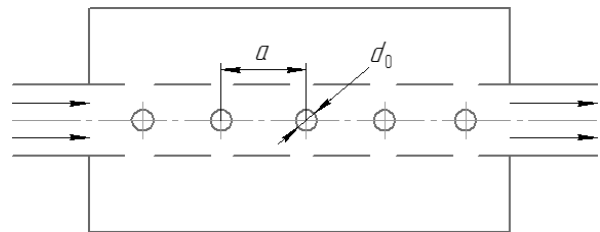
**Рисунок 2** – Резонатор Гельмгольца

Він являє собою порожнину об'ємом  $V$ , що поєднана горлом (трубка 1 діаметром  $d_0$  і довжиною  $l_0$ ) з повітроводом. Під час виникнення у резонаторі власних коливань звукова енергія хвилі, що проходить, витрачається на подолання інерційності маси газу в горлі та пружності газу в порожнині. Частоту власних коливань резонатора Гельмгольца визначають за формулою [8]:

$$f_p = \frac{c}{2\pi} \cdot \left( \frac{K_0}{V} \right)^{0.5}, \quad (1)$$

де  $c$  – швидкість звуку в повітрі, м/с;  $K_0$  – провідність горла, м,  $K_0 = S / (l + 0,25d_0)$ .

Одиночний резонатор Гельмгольца рідко використовують у техніці боротьби з шумом. Частіше використовують концентричні резонатори, які створено за допомогою камери, концентрично розташованої щодо трубопроводу, та рівномірно розподілених отворів діаметром  $d_0$  і кроком  $a$  (рис. 3).



**Рисунок 3** – Однокамерний концентричний резонаторний глушник

Провідність отворів у такому разі обчислюють з використанням співвідношення [8]:

$$K_0 = \frac{0,25 \pi \cdot d_0^2 \cdot n}{l + \pi \cdot d_0 / 4 \psi(d_0/a)}, \quad (2)$$

де  $n$  – кількість отворів;  $l$  – довжина отворів, тобто товщина стінки трубопроводу, м;  $\psi(d_0/a)$  – функція Фока [9], що враховує взаємне розташування отворів. Значення функції Фока надано у табл. 1 [10].

**Таблиця 1** – Функція Фока [10]

$d_0/a$	$\leq 0,1$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\psi(d_0/a)$	1,0	1,5	2,0	2,3	3,0	4,2	7,5	15,0

Зниження рівня звукового тиску за допомогою концентричного глушника визначають як

$$\Delta L = 101g \left[ 1 + \frac{K_0 \cdot V}{4S f/f_p - f_p/f^2} \right]. \quad (3)$$

де  $V$  – об’єм резонансної камери, м<sup>3</sup>;  $S$  – площа перерізу трубопроводу, м<sup>2</sup>;  $f, f_p$  – поточна та резонансна частоти, Гц, відповідно.

Обчислюємо зниження шуму на повітропроводі відцентрового нагнітача 8500-11-1 за допомогою послідовного встановлення декількох реактивних (резонансних) глушників. Спектр шуму нагнітача надано у табл. 2.

Таблиця 2 – Спектр шуму відцентрового нагнітача 8500-11-1

Параметр	Чисельне значення							
Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Рівень звукового тиску, дБ	94	94	104	92	88	82	76	68

За характером такий шум можна віднести до тонального низькочастотного через те, що рівень звукового тиску на частоті 250 Гц перевищує цей рівень на сусідніх октавах на 10 і більше дБ.

Порівнюємо наведені значення шуму з припустимими для виконання звичайних видів робіт на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях та території підприємств, враховуючи, що для тонального шуму норми на 5 дБ нижчі, ніж для широкосмугового шуму (табл. 3).

Таблиця 3 – Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот  $L_{0s}$ , та їх перевищення за роботи відцентрового нагнітача 8500-11-1,  $\Delta L$

Параметр	Чисельне значення							
Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_{0s}$ , дБ	90	82	77	73	70	68	66	64
$\Delta L_n$ , дБ	4	12	27	19	18	14	10	4

Найбільше перевищення норми спостерігається на частоті 250 Гц.

Приймаємо внутрішній діаметр трубопроводу  $D = 0,19$  м [11], тоді площа його перерізу  $S = 0,028$  м<sup>2</sup>. Приймаємо кількість отворів у концентричному глушнику  $n = 10$ . Тоді, вважаючи що сумарна площа отворів дорівнює площі перерізу трубопроводу, діаметр отворів повинен складати  $d_0 = 0,06$  м. Приймаємо крок отворів  $a = 0,075$  мм. Тоді  $d_0/a = 0,8$ , а функція Фока  $\psi$  складає 15. Приймаємо товщину стінки труби (вона ж є довжиною отвору)  $l = 0,0065$  м [11]. Тоді провідність отворів за формулою (2) становить  $K_0 = 2,93$ .

З використанням формули (1) визначають необхідний об’єм резонатора:

$$V = \frac{K_0 \cdot c^2}{4\pi^2 \cdot f_p^2}. \quad (4)$$

Відомо, що швидкість звуку в повітрі за температури 20 °С [12] складає  $c = 343$  м/с. Тоді за  $f = 250$  Гц значення параметра  $V$  складає 0,140 м<sup>3</sup>.

Зниження рівня звукового тиску на резонансній частоті складає близько 40 дБ. Зниження на інших частотах розраховують за формулою (3). Одержані значення, а також спектр шуму за глушником і перевищення норм, наведено у табл. 4.

Таблиця 4 – Результати розрахунку першого глушника

Параметр	Числове значення							
Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L$ , дБ	10	18	40	18	10	5	2	1
Рівень звукового тиску	84	76	64	74	78	77	74	67
$\Delta L_n$ , дБ	-	-	-	1	8	9	8	3

Маємо майже однакове перевищення норм на частотах 1000, 2000 і 4000 Гц. Оскільки резонансні глушники краще діють на низьких частотах, другий глушник розраховуємо на резонансну частоту 1000 Гц, приймаючи кількість отво-

рів та їх розміри такі ж, як для першого глушника. За розрахунком об’єм другого глушника складає 0,0087 м<sup>3</sup>. Розрахований спектр шуму за глушником і перевищення норм наведено у табл. 5

Таблиця 5 – Результати розрахунку другого глушника, дБ

Параметри	Числові значення							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L$ , дБ	0	1	2	7	40	7	2	1
Рівень звукового тиску	84	75	62	67	38	70	72	66
$\Delta L_n$ , дБ	-	-	-	-	-	2	6	2

Встановлено, що ставити ще один резонансний глушник недоцільно. Тому незначне перевищення на високих частотах можна прибрати встановленням активного глушника. За даними роботи [8] облицювання повітроводу скловолокном, що покрито тонким шаром склотканини та перфорованим металевим листом на довжині 1,0 м, дозволяє одержати потрібного ефекту. Зни-

ження ефективності його роботи за рахунок насиченості вологою можна компенсувати збільшенням довжини облицюваного повітроводу.

*Висновки.* Запропоновано систему зниження тонального аеродинамічного рівня шуму в газах для широкого діапазону частот. Розглянуто головні параметри, що впливають на ефективність роботи зазначеного обладнання.

### Бібліографічний перелік

1. Манидина Е. А., Белоконь К. В., Румянцев В. Р., Матухно Е. В. К вопросу снижения аэродинамического шума на промышленных предприятиях. *Вісті Донецького гірничого інституту*. 2013. № 1 (32). С. 204-207.
2. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. [Чинний від 1999-12-01]. Київ, 2000. 29 с. (Міністерство здоров'я України).
3. ISO 14163:1998. Acoustics-Guidelines for noise control by silencers (MOD). [Дата введення 2007-04-01]. Москва : Стандартинформ, 2007. 42 с.
4. Защита от шума: справочник проектировщика / под ред. Е.Я. Юдина. Москва : Стройиздат, 1973. 134 с.
5. ISO 11691 Acoustics-Measurement of insertion loss of dueled' silencers without flow - Laboratory survey method. August 23, 2007. 29 p.
6. Заборов В. М., Клячко Л. Н., Росин Г. С. Защита от шума и вибрации в черной металлургии. Москва : Металлургия, 1988. 216 с.
7. Сухинин С. В. Распространение волн и резонансные явления в неоднородных средах. *Прикладная механика и техническая физика*. 2001. Т. 42, № 3 (247). С. 32-42.
8. Григорьян Ф. Е., Перцовский Е. А. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. Ленинград : Энергия. Ленинградское отделение, 1980. 120 с.
9. Фок В. А. Об интерпретации квантовой механики. *Успехи физических наук*. 1957. Т. 62, № 8. С. 461-474.
10. Дунаев А. С., Шлычков В. И. Специальные функции. Справочник для вузов. В 2 ч. Ч. 2. Екатеринбург : Изд-во ЕНУ, 2018. 520 с.
11. Стальные трубы бесшовные горячекатаные ГОСТ 8732-78 : веб-сайт. URL:<http://sbk.ltd.ua/ru/sortament-ves-metalloprokata/194-stalnye-truby-besshovnye-gorjachedeformirovannye-gost-8732-78-razmery-i-ves.html> (дата звернення 01.03.2019).
12. Технические таблицы. Скорость звука в воздухе при различной температуре : веб-сайт. URL: <http://tehtab.ru/guide/guidephysics/sound/soundspeedairtemperature> (дата звернення 01.03.2019).

**Манидина** Евгения Анатольевна, кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной экологии и охраны труда, инженерный институт Запорожского национального университета (Украина, Запорожье). E-mail: manidina\_zgia@ukr.net

**Рыжков** Вадим Геневич, кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной экологии и охраны труда, инженерный институт Запорожского национального университета (Украина, Запорожье). E-mail: ryzkov-vadim@gmail.com

**Белоконь** Карина Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной экологии и охраны труда, инженерный институт Запорожского национального университета (Украина, Запорожье). E-mail: kv.belokon@gmail.com

**Беренда** Наталья Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной экологии и охраны труда, инженерный институт Запорожского национального университета (Украина, Запорожье). E-mail: berenda@ukr.net

**Троицкая** Елена Александровна, кандидат биологических наук, доцент кафедры прикладной экологии и охраны труда, инженерный институт Запорожского национального университета (Украина, Запорожье). E-mail: troitskaya2012@gmail.com

**К СНИЖЕНИЮ УРОВНЯ ТОНАЛЬНОГО АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ ЧАСТОТ**

Предложены пути снижения уровня тонального аэродинамического шума в газоходах. Рассмотрены основные параметры, которые оказывают влияние на эффективность работы оборудования для гашения шума. Определена оптимальная система глушения тонального аэродинамического шума. Для гашения шума, создаваемого тягодуттевым оборудованием, можно рекомендовать установленные последовательно резонансные глушители, или комбинацию резонансных и активных глушителей. Ключевые слова: аэродинамический шум, тональный шум, глушитель, оптимальная частота, газоход

**Manidina** Yevheniia, Candidate of Technical Science, Associate Professor, Department of Applied Ecology and Protection of Labor, Engineering Institute of Zaporizhzhia National University (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: zgja@ukr.net

**Ryzhkov** Vadim, Candidate of Technical Science, Associate Professor, Department of Applied Ecology and Protection of Labor, Engineering Institute of Zaporizhzhia National University (Ukraine, Zaporizhzhia). Email: ryzkov-vadim@gmail.com

**Belokon'** Karina, Candidate of Technical Science, Associate Professor, Department of Applied Ecology and Protection of Labor, Engineering Institute of Zaporizhzhia National University (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: kv.belokon@gmail.com

**Berenda** Natalia, Candidate of Technical Science, Associate Professor, Department of Applied Ecology and Protection of Labor, Engineering Institute of Zaporizhzhia National University (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: berenda@ukr.net

**Troitskaya** Elena, Candidate of Technical Science, Associate Professor, Department of Applied Ecology and Protection of Labor, Engineering Institute of Zaporizhzhia National University (Ukraine, Zaporizhzhia). E-mail: troitskaya2012@gmail.com

## TO DECLINE OF VOICE-FREQUENCY AERODYNAMIC NOISE LEVEL IN WIDE RANGE OF FREQUENCIES

One of methods of decision of task of decline of voice-frequency aerodynamic noise in the wide range of frequencies is transformation of voice energy of waves to thermal energy. At the use of such method of decline of noise, for the increase of efficiency of absorption it is expedient to apply the phenomenon of local resonance. The second method foresees application sound absorbing revetments of gaspipe (active battlers). For development and planning of high-efficiency battler it is necessary to define parameters which influence on his acoustic and aerodynamic descriptions. The decline of noise is in work calculated in airpipe of centrifugal supercharger 8500-11-1 by means of successive establishment of a few reactive (resonance) battlers. By the nature such noise can be attributed to voice-frequency (because level of voice pressure on frequency 250 Hertz exceed this level on nearby octaves on 10 and more 5 decibels), low-frequency. Comparing of the got calculation values is conducted to possible, for implementation of ordinary types of works on permanent workplaces in shopfloors and territory of enterprises, taking into account that for voice-frequency noise of norm on 5 decibels below, than for wideband. It is set as a result of the conducted calculations, that the most exceeding of norm of noise is observed on frequency 250 Hertz. As a result of calculation of resonance battler, which is set on a pipeline with an internal diameter a 0,19 m and has 10 openings, it is set that the decline of level of voice pressure on resonance frequency makes about 40 decibels. Also, the almost identical exceeding of norms is got on frequencies 1000, 2000 and 4000 Hertz. As resonance battlers better operate on LFS, count the second battler on resonance frequency 1000 Hertz, accepting the quantity of openings and their sizes the same, as for the first battler. The results of calculations showed that to put another resonance battler beside the purpose. Therefore small exceeding on high-frequencies it is possible to clean establishment of active battler. It is set that revetment of airpipe a fiberglass, which is covered by the skim of glasscloth and perforated metallic sheet on length a 1.0 m allows to get a necessary effect. Decline of efficiency due to a saturation it is possible to compensate moisture by the increase of length of facing air-pipe.

Key words: aerodynamic noise, voice-frequency noise, muffler, optimal frequency, resonance

Стаття надійшла до редакції 17.05.2019 р.  
Рецензент, проф. Г. Б. Кожемякін