

**НАУКОВА РОБОТА
НА ТЕМУ: «ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ ТОНАЛЬНОГО
АЕРОДИНАМІЧНОГО ШУМУ НА ПРОМИСЛОВИХ
ПІДПРИЄМСТВАХ»**

АНОТАЦІЯ

У анотації наукової роботи під шифром «Глушник» зазначаються:

Актуальність теми. Експлуатація більшості технологічного обладнання металургійних і машинобудівних підприємств пов'язана з виникненням шуму і вібрації різної частоти та інтенсивності. Підвищений шум не є просто джерелом занепокоєння, під час його дії, його вплив на людину має різноманітні аспекти. Під дією шуму погіршується здоров'я робітника та знижується його працездатність. Шум може призвести до нещасних випадків на виробництві, транспорті та в інших умовах.

Головними джерелами шуму, що діють в умовах виробничого підприємства, є повітряні та газові тракти, тягодуттєве обладнання, газорозподільні станції та ін. Відомо, що ослаблення шуму повітропроводів досягають плавністю руху повітряного потоку, плавними переходами у місцях змінювання напрямку трубопроводу, застосуванням глушників.

Глушники шуму мають різноманітні конструкції з використанням ефектів поглинання та відбиття, а також впливу на джерело звуку. Відомо, що максимальне зниження шуму для глушників має місце у вузькому діапазоні частот. Проведений теоретичний аналіз показав, що розробка конструкції глушника, яка б дозволяла знижувати рівень шуму у широкому діапазоні частот є актуальною проблемою.

Таким чином, **метою** роботи є розробка конструкції глушника, яка б дозволяла знижувати рівень тонального аеродинамічного шуму у широкому діапазоні частот.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні **завдання**: встановити параметри, які впливають на акустичні й аеродинамічні характеристики глушників; дослідити ефективність глушника, запроектованого в роботі, в різних діапазонах частот.

Об'єкт дослідження – конструкції глушників тонального аеродинамічного шуму.

Предмет дослідження – рівень звукового тиску та акустична ефективність глушника.

Методи дослідження. Виконання експериментальної частини дослідження в науковій роботі засноване на експериментальному методі підтвердження теоретичних результатів та порівняння їх з нормативними значеннями рівня шуму на різних частотах. Статистична обробка результатів проводилась з використанням комп'ютеризованої програми Microsoft Excel.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше отримано акустичні характеристики комбінованого глушника, який використовує методи локального резонансу та активного гасіння рівня аеродинамічного шуму.

Практичне значення одержаних результатів.

Практична цінність роботи полягає у підтвердженні Державною установою «Запорізький обласний лабораторний центр Міністерства охорони здоров'я України» акустичної ефективності запропонованої конструкції системи глушників та рекомендації до її впровадження на промислових підприємствах.

Матеріали роботи впроваджені у навчальний процес кафедри прикладної екології та охорони праці Запорізького національного університету.

Наукова робота включає 28 сторінок тексту, 12 рисунків, 7 таблиць, 18 використаних джерел посилання.

ТОНАЛЬНИЙ АЕРОДИНАМІЧНИЙ ШУМ, ГЛУШНИК, ОПТИМАЛЬНА ЧАСТОТА, ГАЗОХІД, РЕЗОНАНС

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ ГАСІННЯ АЕРОДИНАМІЧНОГО ШУМУ	6
1.1 Аналіз існуючих методів гасіння аеродинамічного шуму	6
1.2 Обґрунтування вибору конструкції глушника для зниження аеродинамічного шуму	11
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОМБІНОВАНОГО ГЛУШНИКА.....	17
2.1 Методика проведення досліджень ефективності глушників шуму	17
2.2 Математична обробка експериментальних даних	18
2.2 Експериментальне дослідження	21
ВИСНОВКИ.....	26
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	27

ВСТУП

За даними Фонду соціального страхування України у 2019 році в Україні зареєстровано 4 394 потерпілих внаслідок нещасних випадків на виробництві. Цей показник на 411 осіб або приблизно на 8,6 % менше, ніж за підсумками 2018 року. Також Фондом було встановлено, що кількість смертельно травмованих працівників у 2019 році зросла порівняно з 2018 роком на 60 осіб та становить 410 випадків [14].

У 2019 році Фондом соціального страхування України зареєстровано 2 410 професійних захворювань, на які складено акти за формою П-4. Кількість встановлених профзахворювань серед українських працівників зросла на понад 28% порівняно з 2018 роком [14]. Структура професійних захворювань у 2019 році розподіляється наступним чином: захворювання органів дихання - 45,4 % від загальної кількості діагнозів по Україні, захворювання опорно-рухового апарату (радикулопатії, остеохондрози, артрити, артрози) – 25,1 %, хвороби слуху - 14,9 %, вібраційна хвороба – 7,3 % [14].

Відомо, що підвищений рівень шуму призводить не лише до патологічного стану слухового органу та його втомі, але до зниження працездатності, підвищення ризику професійних захворювань, погіршення фізичного стану людини. Підвищений рівень шуму також призводить до зниження чутності на виробництві, що не дозволяє розбирати мову та звукові сигнали під час ведення технологічного процесу. Такі обставини призводять до підвищення рівня травмування в виробничих умовах.

Таким чинном, підвищений рівень шуму у виробничому процесі є актуальною проблемою, яку необхідно вирішувати шляхом розробки заходів та засобів по зниженню шуму під час ведення технологічного процесу.

РОЗДІЛ 1

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДІВ ГАСІННЯ АЕРОДИНАМІЧНОГО ШУМУ

1.1 Аналіз існуючих методів гасіння аеродинамічного шуму

Головними джерелами тонального аеродинамічного шуму, що діють в умовах виробничого підприємства, є повітряні та газові тракти, тягодуттєве обладнання, газорозподільні станції та ін.

Аеродинамічний шум в повітроводах утворюється під час проходження потоку повітря гострих граней, засувки, звужених ділянок та ін. Відомо, що ослаблення шуму повітропроводів досягають плавністю руху повітряного потоку, плавними переходами у місцях змінювання напрямку трубопроводу, застосуванням глушників.

Шум вентиляторів складається з аеродинамічної та механічної складових. Аеродинамічний шум вентилятора створюється пульсацією тиску та швидкостями потоку повітря в проточній частині вентилятора та в трубопроводах, які примикають. Механічний шум виникає під час роботи електродвигуна, підшипників. Цей шум має великий спектр з частотами, які кратні частоті обертання вентилятора та частоті ударного збудження механічних коливань деталей конструкції.

Боротьба з шумом в джерелі його виникнення представляє великі труднощі, тому зменшення рівню шуму доцільно проводити на шляху його розповсюдження [12].

Таким чином, основним способом зниження тонального аеродинамічного шуму є встановлення глушників шуму.

Вибір конструкції глушників залежить від спектру необхідного зниження шуму, розмірів повітроводів та допустимої швидкості повітряного потоку в ньому, величини запасу тиску в мережі, місця їх встановлення.

Глушники аеродинамічного 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.

Глушники активного типу мають вигляд каналу, який облицювано звукопоглинальним матеріалом. Такі глушники мають квадратний або круглий перетин [12]. Ефективність таких глушників більшою мірою залежить від обраного звукопоглинального матеріалу. Так, наприклад, головним недоліком звукопоглинальних волокнистих облицювальних матеріалів є їх насичення конденсаційною вологою та, як наслідок, зниження за часом їх ефективності.

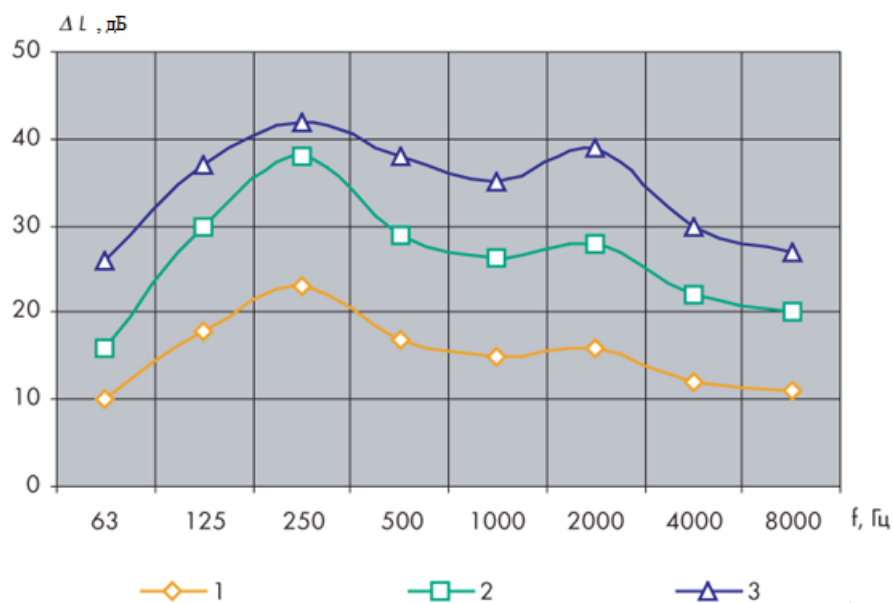
Тому під час обирання звукопоглинального матеріалу необхідно звертати увагу не тільки на спектр шуму, але на фізичні властивості матеріалу: негорючість, неагресивність, мала гігроскопічність, біостійкість, довговічність в експлуатації, нетоксичність для обслуговуючого персоналу.

Для збільшення ефективності трубчастих глушників в їх середину встановлюють сітки. За рахунок чого в трубчастих глушниках спостерігається зменшення енергії аеродинамічного шуму, що випромінює струмінь. Але встановлення сіток у трубчастих глушниках призводить до значного збільшення гідравлічного опору глушників.

До різновидів трубчастих глушників також відносять гнучкі круглі повітроводи, які використовують в першу чергу для плавного підводу повітря до розподільних пристроїв.

В роботі [13] наведено результати досліджень, які показують акустичну ефективність різних видів трубчастих глушників, що виконані у вигляді

каркасних повітроводів з звукопоглинанням (рис. 1). Встановлено, що при використанні каркасних повітроводів довжиною 1 м та внутрішнім діаметром 0,2 м на низьких частотах спостерігається акустична ефективність 3-7 дБ, на частоті 500-2000 Гц їх акустична ефективність становить 20-25 дБ. Експериментально визначено, що при збільшенні довжини активної частини гнучких повітроводів спостерігається збільшення їх акустичної ефективності.



1 – 1 метр; 2 – 2 метри; 3 – 3 метри

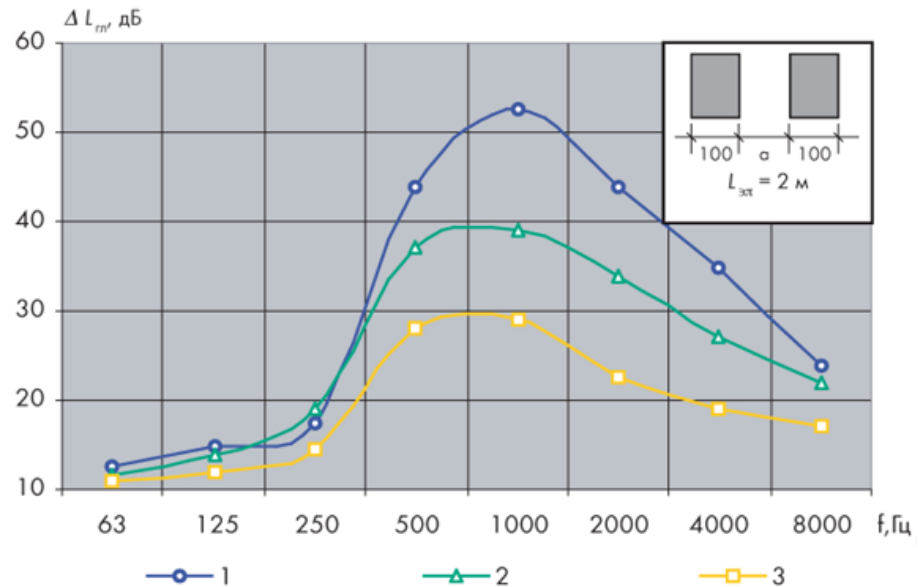
Рисунок 1 – Акустична ефективність гнучких повітроводів в залежності від довжини активної частини [13]

За результатами досліджень [13] було встановлено, що акустична ефективність безкаркасного повітроводу, який виконано з пенофолу, вище ніж з каркасного без звукопоглинального шару, але значно нижче ніж у каркасного з звукопоглинанням.

Збільшення акустичної ефективності повітроводів досягають за рахунок рівномірного розподілу шумопоглинального матеріалу по їх перетину. Саме такий принцип використовують в пластинчастому глушнику [13].

На ступінь гасіння шуму в пластинчастому глушнику при постійній довжині будуть чинити дію такі параметри: відстань між пластинами, товщина пластин, вид звукопоглинального матеріалу. В роботі [13]

встановлено, що зі зменшенням відстані між пластинами до $2d_0$ ефективність глушників буде зростати, але в цей час буде спостерігатися збільшення гідравлічного опору глушника та шумоутворення в ньому. Експериментальні дані по встановлені залежності акустичної ефективності глушника від відстані між пластинами наведені на рис.2.



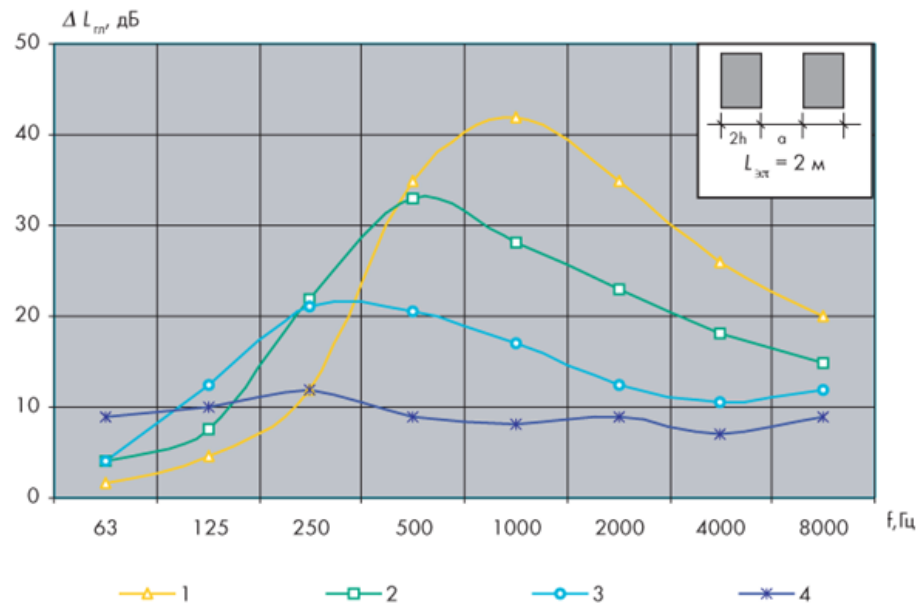
1 – відстань між пластинами 100 мм, 2 – відстань між пластинами 166 мм, 3 – відстань між пластинами 300 мм

Рисунок 2 – Залежність величини зниження рівня шуму глушником від відстані між пластинами: мати СТВ $\rho_{зпм}=20$ кг/м³, склотканина марки ЕЗ-100, перфорований лист $d_{пв}=6$ мм, шаг 12 мм [13]

Відповідно до рис.2 максимальна акустична ефективність таких глушників становить 52 дБ при частоті 1000 Гц. Для збільшення акустичної ефективності при більш низьких частотах таких глушників необхідно збільшувати товщину пластин (рис.3) [13]. В результаті вищенаведених досліджень, встановлено, що акустична ефективність глушника не залежить від кількості пластин, висоти пластин та схем компоновки глушника.

Стільниковий глушник за своїми акустичними властивостями не поступається пластинчастому практично у всьому діапазоні вимірюваних частот, а на самих низьких і високих частотах він має трохи більшу ефективність. Недоліком стільникових глушників є вельми високий

гідравлічний опір і великі габарити, що є перешкодою для їх більш широкого використання.



1 - $2h = 100$ мм, $a = 100$ мм ($\rho_{зпм} = 20$ кг/м³); 2 - $2h = 200$ мм, $a = 200$ мм ($\rho_{зпм} = 15$ кг/м³); 3 - $2h = 400$ мм, $a = 400$ мм ($\rho_{зпм} = 15$ кг/м³); 4 - $2h = 800$ мм, $a = 800$ мм ($\rho_{зпм} = 15$ кг/м³)

Рисунок 3 – Ефективність пластинчастого глушника в залежності від товщини пластини звукопоглинальної конструкції глушника: мати СТВ $\rho_{зпм} = 20$ кг/м³, склотканина марки ЕЗ-100, перфорований лист $d_{пв} = 6$ мм, шаг 12 мм

Глушники реактивного типу поглинання звуку використовують для придушення шуму з яскраво вираженими дискретними складовими [1]. Такі глушники виконують у вигляді камер розширення, які зв'язано з повітроводами.

Глушники резонансні мають вигляд газових порожнин, що сполучені з повітровою за допомогою отворів. Такі глушники теж використовують для придушення шуму з яскраво вираженими дискретними складовими. Тобто, резонансні та реактивні глушники не пристосовані для гасіння широкосмугових шумів і призводять до підвищення гідравлічного опору.

Екранні глушники використовують в тих випадках коли глушники інших типів є недостатньо ефективними. Їх встановлюють біля виходу з трубопроводу. Для досягнення більшої ефективності екранні глушники зі сторони повітропроводу облицьовують звукопоглинальним матеріалом. Даний вид глушників є неефективним до шумів з низькою частотою [12].

Варто відзначити, що під час гасіння шуму необхідно приділити особливу увагу до його низькочастотних складових: на низькочастотну область акустичного спектру досить часто 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.

Таким чином, метою роботи є розробка системи високоефективного зниження тонального аеродинамічного шуму в широкому діапазоні частот.

1.2 Обґрунтування вибору конструкції глушника для зниження аеродинамічного шуму

Одним із способів вирішення поставленого завдання є перетворення звукової енергії хвиль на теплову енергію. Під час використання такого способу зниження шуму, для збільшення ефективності поглинання доцільно застосувати явище локального резонансу. Другий спосіб завбачає застосування звукопоглинального облицьовання газоходу (активних глушників).

Для зниження шуму, що створює тягодуттєве обладнання, або інше джерело тонального шуму, можна рекомендувати систему глушників, що сумісно використовує обидва способи вирішення вищепоставленого завдання.

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

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

Простішим і давно відомим резонансним глушником є одиночний резонатор Гельмгольца (рис. 4) [3].

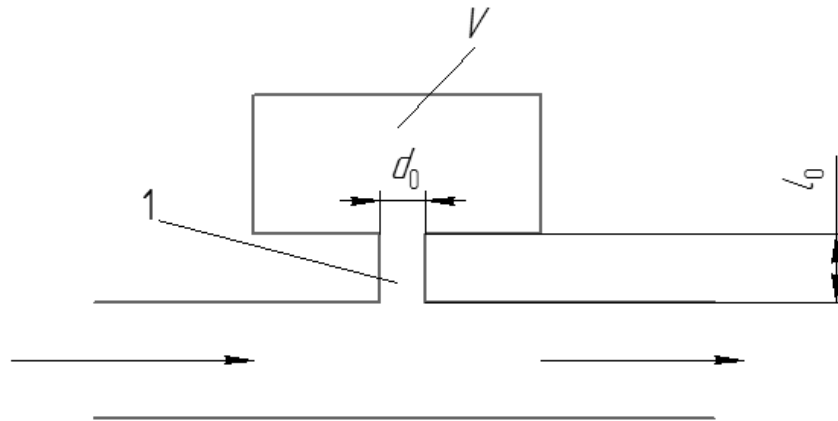


Рисунок 4 – Резонатор Гельмгольца

Він являє собою порожнину об'ємом V , що з'єднана горлом (трубкою 1 діаметром d_0 і довжиною l_0) з повітроводом. Під час виникнення в 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 [7]:

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

де c – швидкість звуку в повітрі, м/с; K_0 – провідність горла, м, $K_0 = S / (l_0 + 0,25d_0)$.

Одиночний резонатор Гельмгольца рідко використовують у техніці боротьби з шумом. Частіше використовують концентричні резонатори, які утворені за допомогою камери, концентрично розташованою по відношенню до трубопроводу та рівномірно розподілених отворів діаметром d_0 і кроком отворів a (рис. 5).

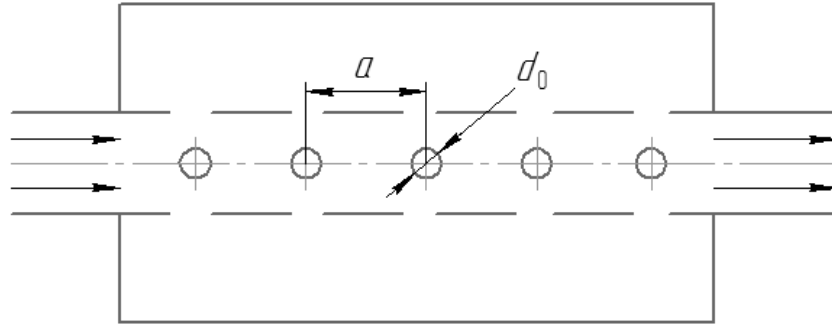


Рисунок 5 - Однокамерний концентричний резонаторний глушник

Провідність отворів у такому разі обчислюють з використанням співвідношення [7]:

$$K_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot n}{4 \left[l_0 + \frac{\pi \cdot d_0}{4\psi\left(\frac{d_0}{a}\right)} \right]}, \quad (2)$$

де n – кількість отворів; l_0 – довжина отворів, тобто товщина стінки трубопроводу, м; $\psi(d_0/a)$ – функція Фока [7], що враховує взаємне розташування отворів. Значення функції Фока надано у табл. 1 [7, 11].

Таблиця 1 – Функція Фока

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	1,5	2	2,3	3	4,2	7,5	15

Зниження рівня звукового тиску концентричним глушником визначають як

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{K_0 \cdot V}{4S(f/f_p - f_p/f)^2} \right]. \quad (3)$$

де V – об'єм резонансної камери, м^3 ; S – площа перетину трубопроводу, м^2 ; f, f_p – поточна та резонансна частота, 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. [7].

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 тональних (так як рівень звукового тиску на частоті 250 Гц перевищує цей рівень на сусідніх октавах на 10 і більше дБ), низькочастотних.

Порівнюємо ці значення з допустимими 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 [1], табл. 3.

Таблиця 3 – Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот L_{Δ} , та їх перевищення за роботи відцентрового нагнітача 8500-11-1, ΔL

Параметр	Чисельне значення							
Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ΔL_{Δ} , дБ	90	82	77	73	70	68	66	64
ΔL_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 [8]. Площа його перетину $S = 0,028$ м². Приймаємо кількість отворів у концентричному глушнику $n = 10$. Тоді, вважаючи що сумарна площа отворів дорівнює площі перетину трубопроводу, діаметр отворів повинен становити $d_0 = 0,06$ м. Приймаємо крок отворів $a = 0,075$ мм. Тоді $d_0/a = 0,8$. Функція Фоку при цьому: складає $\psi = 15$. Приймаємо товщину стінки труби (вона ж є довжиною отвору) $l_0 = 0,0065$ м [8]. 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°C [8] складає $c = 343$ м/с.

Зниження рівня звукового тиску на резонансній частоті складає близько 40 дБ [7]. Зниження на інших частотах розраховуємо 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
ΔL , дБ	10	18	40	18	10	5	2	1
Рівень звукового тиску	84	76	64	74	78	77	74	67
ΔL_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 отворів та їх розміри такі ж, як для першого глушника.

За розрахунком об'єм другого глушника складає 0,0087 м³. Розрахований спектр шуму за глушником і перевищення норм наведено у табл. 5.

Таблиця 5 – Результати розрахунку другого глушнику, дБ

Параметри	Числове значення							
Частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ΔL	0	1	2	7	40	7	2	1
Рівень звукового тиску	84	75	62	67	38	70	72	66
ΔL_n	-	-	-	-	-	2	6	2

Ставити ще один резонансний глушник недоцільно. Тому невелике перевищення на високих частотах можна прибрати встановленням активного

глушника. За даними роботи [7] облицювання повітроводу скловолокном, що покритий тонким шаром склотканини і перфорованим металевим листом на довжині 1.0 м дозволяє одержати потрібного ефекту. Зниження ефективності за рахунок насиченості вологою можна компенсувати збільшенням довжини облицьованого повітроводу.

Таким чином, вищенаведені розрахунки показали, що для ефективного зниження рівня тонального аеродинамічного шуму необхідно встановлювати систему глушників, яка сумісно використовує активний метод і метод резонансного гасіння шуму.

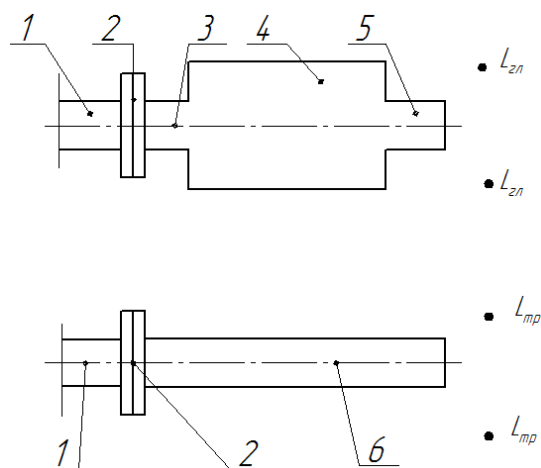
РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОМБІНОВАНОГО ГЛУШНИКА

2.1 Методика проведення досліджень ефективності глушників шуму

Відповідно до ДБН В.1.1-31:2013 [15] для оцінки рівня шуму в приміщеннях весь частотний діапазон розбивається на октави. Средньогометричні частоти октавних полос, на яких відбувається нормування шуму, Гц: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000. Відповідно до [15] рівень шуму вважається допустимий, якщо виміряні за допомогою шумоміру рівні звукового тиску во всіх октавних смугах не перевищують нормативних значень.

Вимірювання шуму проводилась біля трубопроводу на відстані 0,20 м. Схема проведення вимірювання рівня аеродинамічного шуму наведена на рис.6.



1 – трубопровід; 2 – глушник; 3 – вхідний патрубок глушника; 4 – глушник; 5 – вихідний патрубок глушника; 6 - трубопровід

Рисунок 6 – Схема проведення вимірювання рівня аеродинамічного шуму

Вимірювання рівня шуму проводилось за допомогою шумомірів типу ВШВ-003 (клас точності приладу -1, діапазон вимірювання від 22 дБ до 140 дБ) та ИШВ-1 (клас точності приладу -1, діапазон вимірювання от 30 дБ до 130 дБ).

Зниження рівня шуму на заданій частоті розраховується за формулою, дБ [17]:

$$\Delta L = L_{\text{тр}} - L_{\text{гл}} \quad (5)$$

де $L_{\text{тр}}$ – початковий рівень шуму на заданій частоті, дБ;

$L_{\text{гл}}$ – кінцевий рівень шуму на заданій частоті при використанні глушника, дБ.

В якості джерела шуму використовується відцентровий вентилятор типу ВР 160-18-3,5. Вентилятор використовується для транспортування повітря в аспіраційній системі. За допомогою засувки в аспіраційній системі підтримується витрата повітря 1000 м³/год.

2.2 Математична обробка експериментальних даних

В результаті визначення початкового рівня аерадинамічного шуму на частоті 1000 Гц за вищенаведеною методикою були отримані наступні значення, дБ: 93; 96; 94; 96; 94; 91; 92; 94; 96; 97; 92; 94; 94; 97; 96; 92.

Проведемо перевірку нормальності розподілу випадкової величини, згідно методики, викладеної в [18]. При вирішенні даного завдання скористаємося обчислювальним методом k^2 - критерієм Пірсона. Цей метод заснований на порівнянні емпіричного розподілу вибірки, вираженого відносними частотами згрупованого ряду вимірювань, з теоретичним розподілом відповідної генеральної сукупності.

Різниця між емпіричним розподілом і теоретичним, відповідно до закону нормального розподілу, характеризується величиною k^2

$$k^2 = \sum_{i=1} \frac{(h_i - nP_i)^2}{nP_i}, \quad (6)$$

де l – кількість інтервалів групування;

h_i – абсолютна емпірична частота;

n – загальне число спостережуваних значень;

P_i – ймовірність попадання значень в i -й інтервал;

nP_i – число потрапивших в i -й інтервал вимірювань.

При перевірці нормальності розподілу значень початкової концентрації сульфур (IV) оксиду, вищеназвані змінні приймуть наступні значення:

- - загальне число спостережень $n=16$;
- - кількість інтервалів групування $l \approx \sqrt{n} \approx \sqrt{16} = 4$;
- - ширина інтервалу групування Δx визначиться як:

$$\Delta x = \frac{x_{max} - x_{min}}{l}, \quad (7)$$

Тоді

$$\Delta x = \frac{97-91}{4} = \frac{6}{4} = 1,5$$

Результати групування наведено в табл. 6.

Таблиця 6 - Результати групування значень початкового рівня шуму

Межі групи	Середина інтервалу	Частота спостережуваної події n_i	Відносна частота $\frac{n_i}{n}$
91-92	91,5	1	1/16
92-94	93	4	4/16
94-96	95	5	5/16
96-97	96,5	6	6/16

Для розрахунку числа значень, потрапивших в i -й інтервал, визначимо середнє арифметичне вибірки \bar{x} і середньоквадратичне відхилення S_x :

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_j, \quad (8)$$

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum(x_j - \bar{x})^2}{n-1}}, \quad (9)$$

Далі для кожного i -го інтервалу групування обчислюємо величину a_i і a_{i+1} :

$$\begin{aligned} a_i &= \frac{X_i - \bar{X}}{S_x}, \\ a_{i+1} &= \frac{X_{i+1} - \bar{X}}{S_x}, \end{aligned} \quad (10)$$

де X_i - нижня межа i -го інтервалу;

X_{i+1} – верхня межа i -го інтервалу.

Тоді $a_1 = -1,809$; $a_2 = -0,857$; $a_3 = 0,095$; $a_4 = 1,047$; $a_5 = 1,047$.

По таблиці [18] визначаємо значення коефіцієнта $\Phi(a_i)$, $\Phi(a_{i+1})$. В даному випадку маємо: $\Phi(a_1) = -0,982$; $\Phi(a_2) = -0,607$; $\Phi(a_3) = 0,059$; $\Phi(a_4) = 0,706$; $\Phi(a_5) = 0,954$.

Далі визначаємо ймовірності P_i для кожного інтервалу групування [18]:

$$P_i = \frac{1}{2} (\Phi(a_{i+1}) - \Phi(a_i)). \quad (11)$$

Тоді $P_1 = \frac{1}{2} (-0,607 - (-0,982)) = 0,187$;

$P_2 = \frac{1}{2} (0,059 - (-0,607)) = 0,333$;

$P_3 = \frac{1}{2} (0,706 - 0,059) = 0,323$;

$P_4 = \frac{1}{2} (0,954 - 0,706) = 0,124$.

Для кожного інтервалу визначаємо теоретичні частоти nP_i . Маємо $nP_1 = 2,99$; $nP_2 = 5,33$; $nP_3 = 5,17$; $nP_4 = 1,98$.

За формулою (6) знаходимо величину k^2 . Результати розрахунку наведено в табл.7.

Таблиця 7 - Результати розрахунку величини k

P_i	nP_i	h_i	$h_i - nP_i$	$\frac{(h_i - nP_i)^2}{nP_i}$
0,187	2,99	5	2,01	1,35
0,333	5,33	5	-0,33	0,02
0,323	5,17	4	-1,17	0,26
0,124	1,98	2	0,02	0,0002

Таким чином, для випадку, коли $\bar{X}=0,398$, $S_x=0,021$, $n=16$ величина $k^2=1,63$. За таблицями визначаємо критичне значення k^2 при надійності $\alpha=0,95$ $k^2_{кр}=9,49$. Так як $1,6302 < 9,49$, припущення про нормальний закон розподілу випадкової величини правильне. Тому з надійністю $\alpha=0,95$ можна говорити про достовірність визначення початкового рівня аеродинамічного шуму. Аналогічним чином перевіряємо достовірність визначення кінцевого рівня шуму.

2.2 Експериментальне дослідження

У роботі було запропоновано для зниження низькочастотного шуму застосовувати комбінований глушник, який використовує резонансний та активний методи зниження рівня аеродинамічного шуму.

На рис.7 наведено конструкції блоків глушника. В першому блоці (рис.7а) в середині розміщені 2 ряди пластин під кутом 90° до осі повітропроводу, в другому розміщено 2 ряди пластин під кутом 60° до осі трубопроводу (рис. 7б), в третьому блоці розміщено 3 ряди пластин під кутом 60° до осі трубопроводу при відстані між рядами $1/3$ діаметра глушника (рис. 7в), в четвертому блоці розміщено 3 ряди пластин під кутом 60° до осі трубопроводу при відстані між рядами $1/2$ діаметра глушника, в п'ятому та шостому блоці мають устрій аналогічний другому та третьому блокам з додатковим використанням звукопоглинального матеріалу (рис.7 г,д).

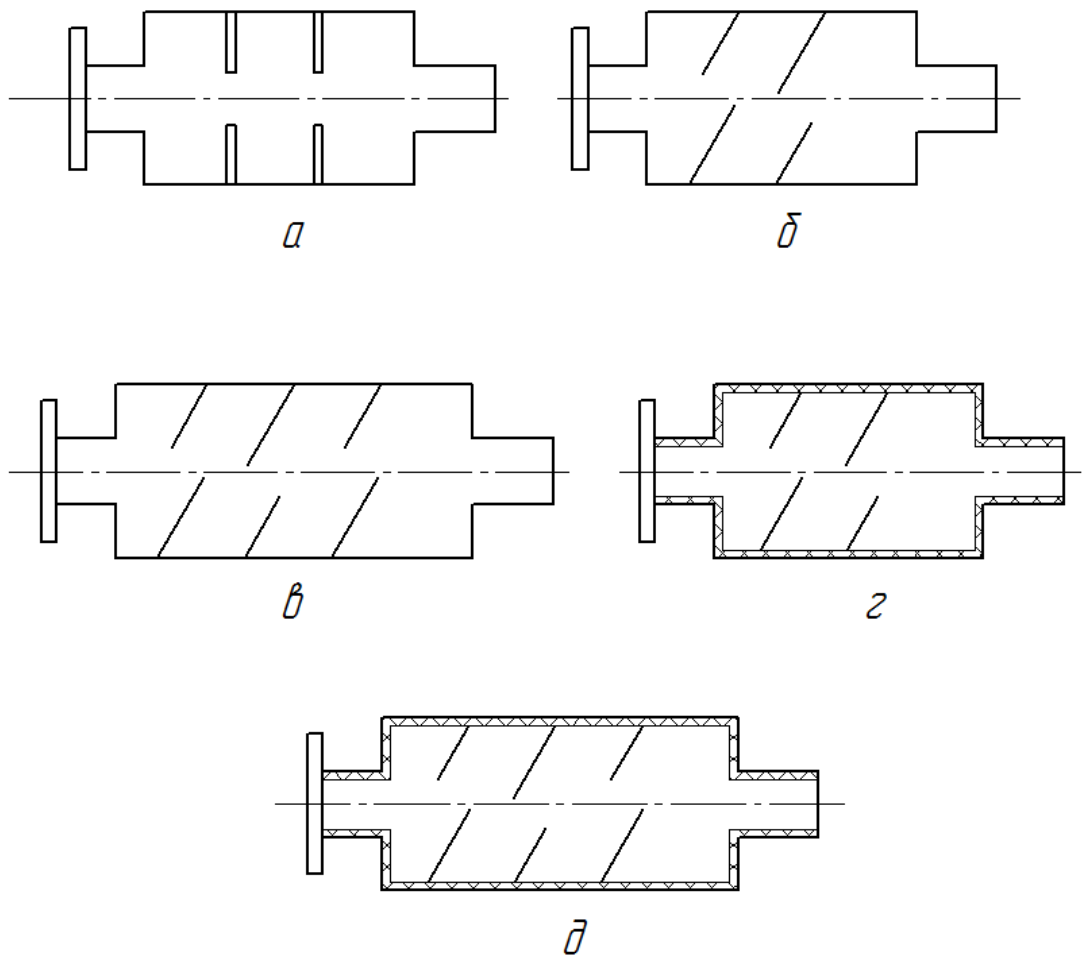


Рисунок 7 – Схема конструкції глушників

На рис. 8 та рис.9 наведено залежність виміряного рівня аеродинамічного шуму та зниження рівня шуму від типу глушника. З наведеного видно, що найменший рівень аеродинамічного шуму спостерігається при використанні блока 3 (3 ряди пластин під кутом 60° до осі трубопроводу при відстані між рядами $1/3$ діаметра). Таким чином, найбільш доцільніше використовувати глушник типу блок 3 (рис. 7в).

Далі проводилось дослідження впливу відстані між пластинами, які встановлено в середину глушника на акустичну ефективність пристрою. Відповідно до залежності, яка наведена на рис. 10 найбільшу акустичну ефективність буде мати блок, в якому відстань між рядами пластин становить $1/2$ діаметра глушника. Найбільше зниження рівня шуму спостерігається при частоті до 1000 Гц.

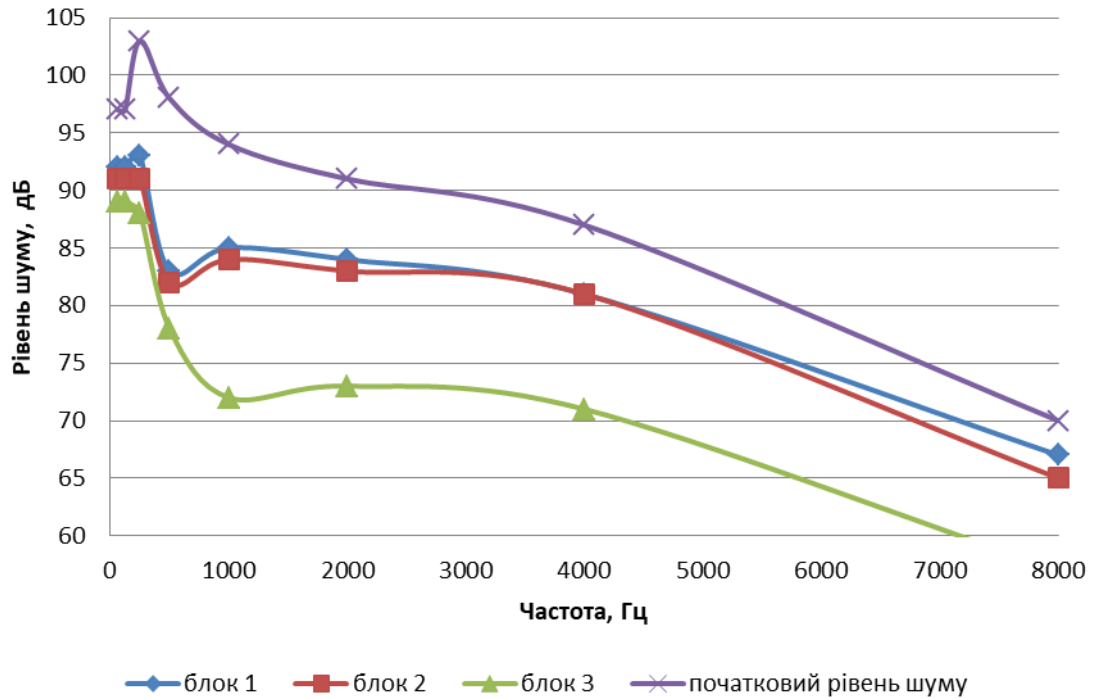


Рисунок 8 – Рівень шуму після глушника в залежності від типу блоків

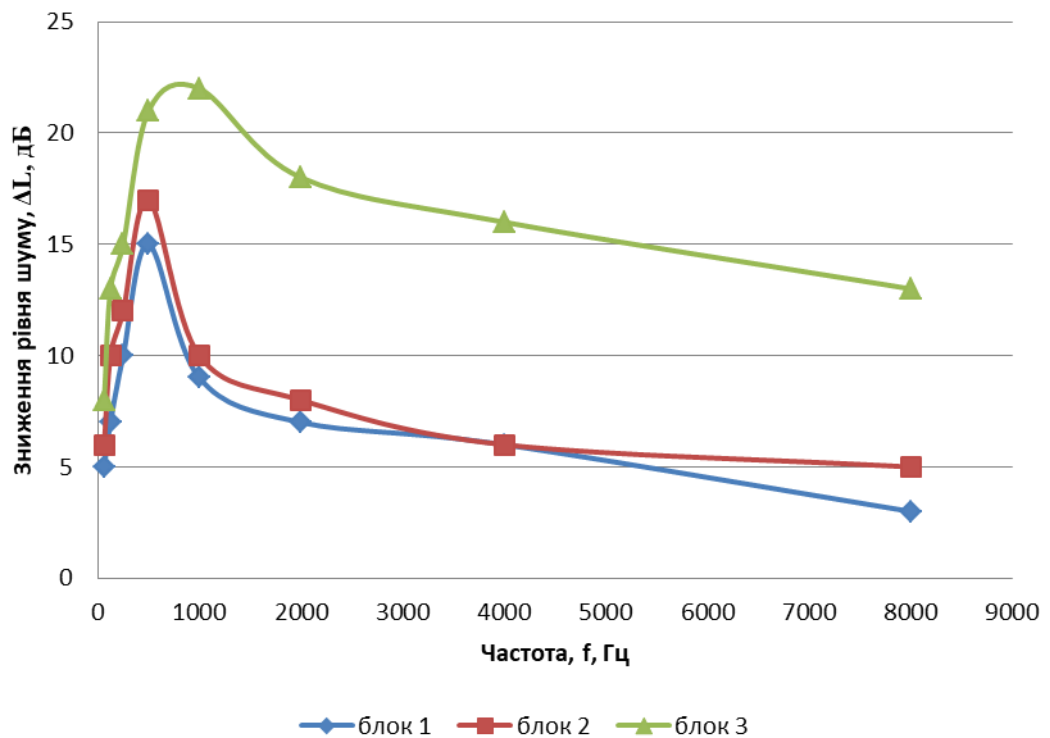


Рисунок 9 – Залежність зниження рівня шуму після глушника від типу блоків

Для збільшення ефективності глушника використовуємо обробку внутрішніх стін глушника звукопоглинальним матеріалом (ЗПМ) товщиною 5 мм. Експериментальні дані показали, що використання звукопоглинального

матеріалу дозволить збільшити акустичну ефективність глушника більше ніж 19 % в діапазоні частот 63-2000 Гц (рис.11).

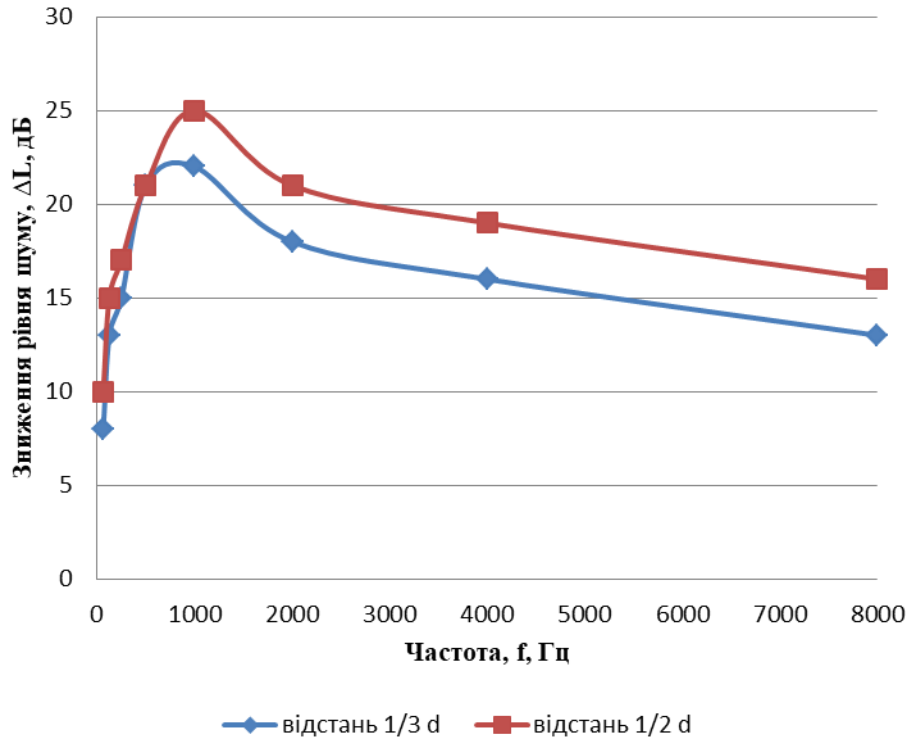


Рисунок 10 - Залежність зниження рівня шуму від відстані між рядами пластин глушника

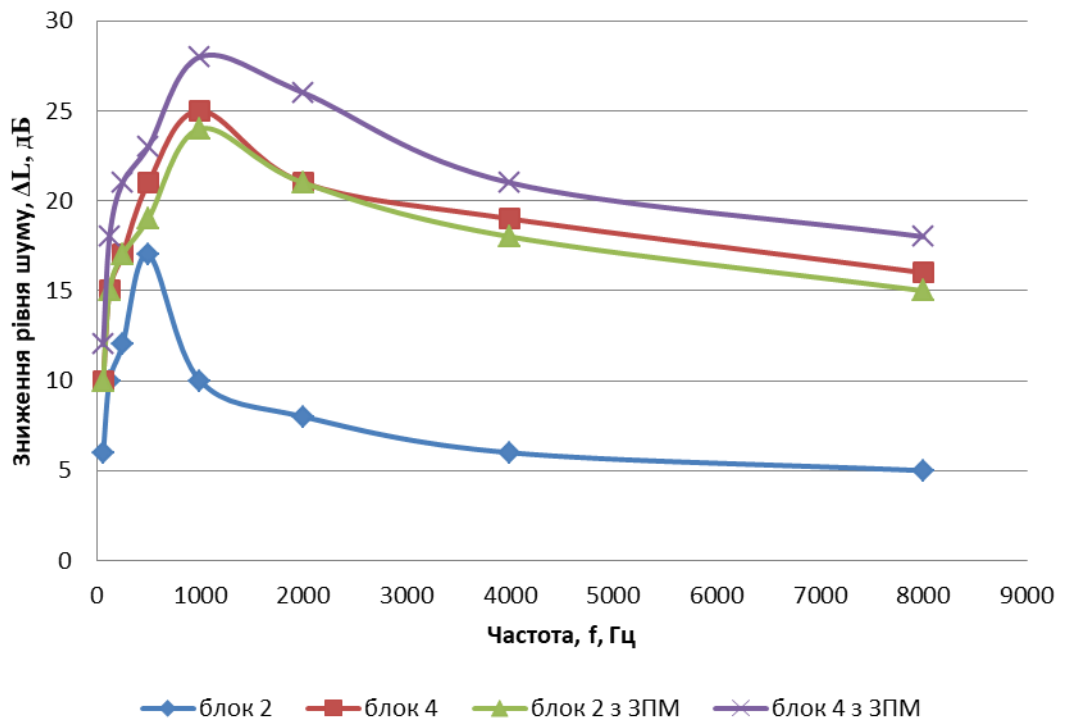


Рисунок 11 – Вплив обробки внутрішніх стін за допомогою ЗПМ на акустичну ефективність глушника

Отримані результати експериментальних досліджень (рис. 8-12) показали, що оптимальна частота використання запропонованих глушників знаходиться у діапазоні частот 63-2000 Гц.

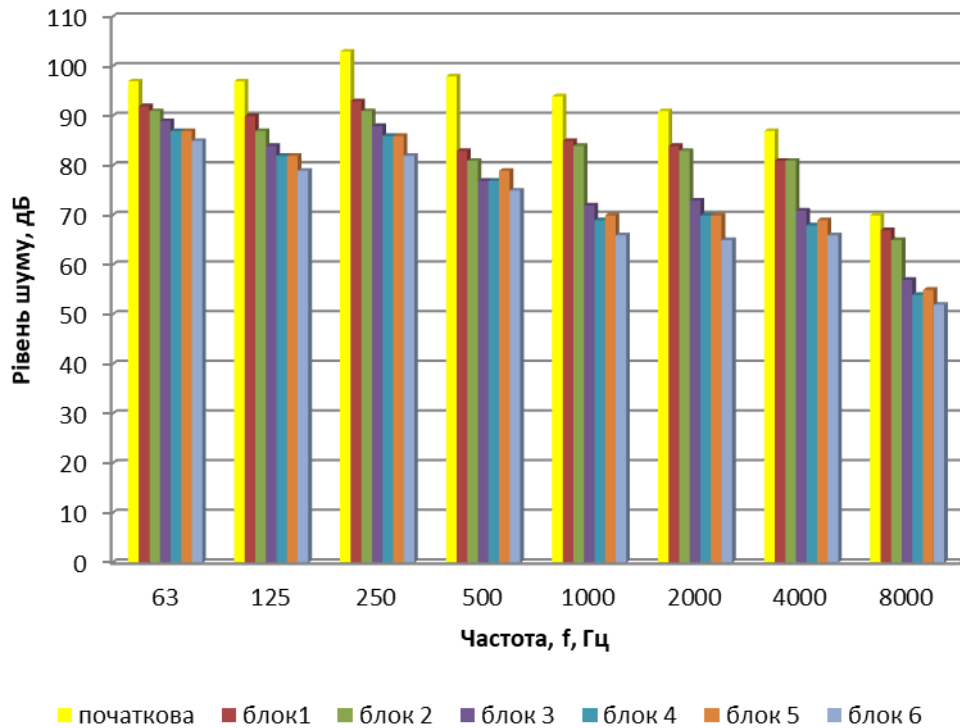


Рисунок 12 – Рівень шуму після різних видів глушників в діапазоні частот 63-8000 Гц

Таким чином, в результаті проведення досліджень визначено, що найбільш ефективним є конструкція глушника, в якому розміщено 3 ряди пластин під кутом 60° до осі трубопроводу при відстані між рядами $1/2$ діаметра глушника з додатковою обробкою його внутрішніх стін звукопоглинальним матеріалом товщиною 5 мм (рис.12). Встановлено, що максимальне зниження шуму для всіх глушників має місце у вузькому діапазоні частот 1000-2000 Гц.

ВИСНОВКИ

В результаті проведення теоретичних та експериментальних досліджень було розв'язане наукове завдання і отримано наступні висновки:

1. Визначено, що для високоефективного зниження рівня шуму встановлювати послідовно два резонансних глушник недоцільно.

2. Встановлено, що для гасіння аеродинамічного шуму в діапазоні низьких частот доцільно встановлювати систему глушників, яка сумісно використовує активний метод і метод резонансного гасіння шуму;

3. В результаті експериментальних досліджень визначено, що найменший рівень аеродинамічного шуму спостерігається при використанні глушника, який має 3 ряди пластин під кутом 60° до осі трубопроводу.

4. Встановлено, що при збільшенні відстані між пластинами з $1/3d$ до $1/2d$ спостерігається максимальне збільшення акустичної ефективності глушників до 19 % при частоті 63-2000 Гц.

5. В результаті проведених досліджень визначено, що для отримання максимальної акустичної ефективності в діапазоні низьких частот доцільно використовувати комбінований глушник, в якому в якому розміщено 3 ряди пластин під кутом 60° до осі трубопроводу при відстані між рядами $1/2$ діаметра глушника з додатковою обробкою його внутрішніх стін звукопоглинальним матеріалом товщиною 5 мм.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. 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).
2. 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.
3. Сухинин С.В. Распространение волн и резонансные явления в неоднородных средах. *прикладная механика и техническая физика*. 2001. Том 42, № 3 (247). С. 32-42.
4. ISO 14163:1998. Acoustics - Guidelines for noise control by silencers (MOD). [Дата введения 2007—04—01]. Москва : Стандартиформ, 2007. 42 с. (Официальное издание).
5. Защита от шума: справочник проектировщика / под ред. Е.Я. Юдина. Москва : Стройиздат, 1973. 134 с.
6. Заборов В.М., Клячко Л.Н., Росин Г.С. Защита от шума и вибрации в черной металлургии. Москва : Металлургия, 1988. 216 с.
7. ISO 11691 Acoustics - Measurement of insertion loss of dueled' silencers without flow - Laboratory survey method. August 23, 2007. 29 pp.
8. Григорьян Ф. Е., Перцовский Е. А. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. Ленинград: Энергия. Ленингр. отделение, 1980. 120 с.
9. 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 01.01.2020).

10. Технические таблицы. Скорость звука в воздухе при различной температуре : веб-сайт. URL:
<http://tehtab.ru/guide/guidephysics/sound/soundspeedairtemperature> (дата звернення 01.01.20120).
11. Дунаев А.С., Шлычков В.И. Специальные функции. В 2 ч. Часть 2 : справочник для вузов. Екатеринбург : 2018. 520 с.
12. Алексеев Борьба с шумом и вибрации в машиностроении. М. : Машиностроение, 1970. 208 с.
13. Защита от шума и вибрации : веб-сайт. URL:
<http://www.acoustic.ua/recommendations/453> (дата звернення 01.01.2020).
14. Фонд соціального страхування : веб-сайт. URL:
<http://www.fssu.gov.ua/fse/control/main/uk/publish/article/967423;jsessionid=F3A5B0EA5CD9CFFC7567B74767AAC5F6> (дата звернення 25.01.2020).
15. ДБН В.1.1-31:2013. Захист територій, будинків і споруд від шуму. [Чинний від 2014-06-01]. Київ, 2014. 85 с. (Міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України).
16. Юдин Е.А. Борьба с шумом на производстве : справочник. М.: Машиностроение, 1985. 400 с.
17. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом : учебник. М. : Логос, 2008. 424 с.
18. Агаянц, И.М. Азы статистики в мире химии: Обработка экспериментальных данных. :Санкт-Петербург: НОТ, 2015. 614 с.