

УДК 504.05

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА СО СЛОЕМ ДИСПЕРСНОГО МАТЕРИАЛА В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТЬЮ

В. М. Шмандий, В. С. Полищук, Д. В. Полищук, Е. О. Котенко

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: fizika@kdu.edu.ua

Обоснован математический аппарат для расчёта эффективности снижения уровня аэродинамического шума воздушного (газового) потока при пропускании его в глушителе активного типа через слой дисперсного материала. В основу расчетов положена формула Пуазейля, позволяющая определить потерю давления газового потока при прохождении через трубу заданного диаметра. Формула применена для расчета потери давления потока через каналы засыпки дисперсного материала, для чего рассмотрены два способа нахождения эквивалентного диаметра каналов слоя материала. Получены формулы расчета эффективности слоя дисперсного материала, позволяющие проектировать глушители с заданной эффективностью. С использованием реальных параметров глушителя аэродинамического шума центробежного вентилятора проведён проверочный расчет эффективности слоя дисперсного материала. Расчет показал хорошую сходимость с результатами измерения уровня шума и может быть использован для расчётов эффективности глушителей вентиляторов и выхлопа сжатого воздуха.

Ключевые слова: центробежный вентилятор, уровень шума, глушитель.

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГЛУШНИКІВ ШУМУ ІЗ ШАРОМ ДИСПЕРСНОГО МАТЕРІАЛУ В СИСТЕМІ УПРАВЛІННЯ ЕКОЛОГІЧНОЮ БЕЗПЕКОЮ

В. М. Шмандій, В. С. Поліщук, Д. В. Поліщук, О. О. Котенко

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: fizika@kdu.edu.ua

Обґрунтовано математичний апарат для розрахунку ефективності зниження рівня аеродинамічного шуму повітряного (газового) потоку при пропусканні його в глушнику активного типу через шар дисперсного матеріалу. В основу розрахунків покладена формула Пуазейля, що дозволяє визначити втрату тиску газового потоку при проходженні через трубу заданого діаметра. Формула застосована для розрахунку втрати тиску потоку через канали засипки дисперсного матеріалу, для чого розглянуті два способи знаходження еквівалентного діаметру каналів шару матеріалу. Отримано формули розрахунку ефективності шару дисперсного матеріалу, що дозволяють проектувати глушники із заданою ефективністю. З використанням реальних параметрів глушника аеродинамічного шуму відцентрового вентилятора проведений перевірочний розрахунок ефективності шару дисперсного матеріалу. Розрахунок показав добру збіжність з результатами вимірювання рівня шуму і може бути використаний для розрахунків ефективності глушників вентиляторів і вихлопу стисненого повітря.

Ключові слова: відцентровий вентилятор, рівень шуму, глушник.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Среди физических полей, создающих экологическую опасность, доминирующими является шумовые поля. Шумы в городе в первую очередь создаются автотранспортными магистралями [1]. За каждые 5–10 лет уровни городских шумов возрастают в среднем на 5 дБ и считаются опасными, если они превышают 40 дБ [2]. По современным представлениям шум является мощнейшим стрессором, поражающим важнейшие системы человеческого организма: центральную и вегетативную нервную, эндокринную, сердечнососудистую [3].

Инфразвук, создаваемый автотранспортом, вызывает резонансные колебания внутренних органов человека [4]. Суммарное действие шума и транспортных газов усиливает их пагубное действие в 2,5-3 раза [5].

Шум большого города сокращает человеческую жизнь на 8–12 лет [6].

Вклад предприятий в шумовое загрязнение окружающей среды меньше, чем транспорта, однако он может быть значительным, если предприятие, находившееся в момент постройки за пределами города, вследствие расширения городской черты, оказалось окруженным жилыми кварталами.

Источниками шума на предприятиях часто являются компрессора, осевые и центробежные вентиляторы, которыми оснащены практически все предприятия независимо от их профиля. Если предприятие оказалось в черте города и окружено жилыми кварталами, то остро стоит вопрос о снижении уровня аэродинамического шума. По санитарным нормам уровень шума в жилых помещениях ночью не должен превышать 30 дБ. Как показывают расчёты для снижения уровня шума центробежного вентилятора, например, с 85 до 30 дБ требуется санитарно-защитная зона шириной более 500 м. Поэтому эффективность глушителей шума вентиляторов должна быть на уровне 20–25 дБ. Так как вентиляторы с глушителем часто устанавливают на крыше здания, глушитель шума должен быть небольшим из-за необходимости учёта ветровой нагрузки.

Цель работы – разработка подхода к расчету эффективности снижения уровня аэродинамического шума газовой струи слоем дисперсного материала, которая позволяла бы конструировать глушители с заданными показателями.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Для снижения аэродинамического шума компрессоров и вентиляторов предложено ряд конструкций

глушителей активного и реактивного типов. Хорошие результаты показывает глушитель, в котором газовый поток пропускают через засыпку крупнодисперсного (для компрессоров) или мелкодисперсного (для центробежных вентиляторов) заполнителя [7]. В качестве заполнителя применяют гравий, гранотсев. Это необходимо потому, что акустические волны механического происхождения хорошо отражаются именно от твердых преград (коэффициент отражения $(k=0,97-0,98)$), создавая эффект замкнутого пространства. Для глушения шума выхлопа сжатого до 6 атм. воздуха также эффективны глушители активного типа, использующие дисперсный материал [8].

В слое дисперсного материала потеря энергии звуковой волны происходит за счет местных сопротивлений (расширение, сужение каналов), а также трения в каналах шара засыпки. Сопротивление шара частиц движению газового потока через микроканалы зависит от давления газа, дисперсности материала, коэффициента трения, длины каналов. На сопротивление влияет режим движения газа (ламинарный или турбулентный). Слой частиц обычно бывает полидисперсным. Газовый поток обтекает отдельные частицы и движется по каналам переменной формы, которые создаются пустотами.

Суммарное снижение уровня аэродинамического шума газового потока равно сумме:

$$L = L_1 + L_2 + L_3, \quad (1)$$

где L_1 – снижение уровня шума слоем дисперсного материала, дБ; L_2 – снижение уровня шума вследствие наличия местных сопротивлений (сужение, расширение потока), дБ; L_3 – снижение уровня шума струек газа после слоя материала вследствие трения о неподвижный воздух, дБ.

Для определения потери давления на трение в трубе при движении жидкостей (газов) применяют формулу Пуазейля [9, 10]:

$$\Delta p_1 = \lambda_1 \frac{l_1}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v_1^2}{2}, \quad (2)$$

где λ_1 – коэффициент сопротивления (трения); l_1 – длина пути, м; ρ – плотность газа, кг/м³; v_1 – скорость газа в трубе, м/с; d – диаметр трубы, м.

Потери давления на трение в каналах дисперсного материала можно найти по той же формуле:

$$\Delta p_2 = \lambda_2 \frac{l_2}{d_s} \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}, \quad (3)$$

где λ_2 – коэффициент сопротивления (трения); l_2 – длина пути, м; v_2 – скорость газа в каналах слоя материала, м/с; d_s – эквивалентный диаметр каналов, м.

Давление воздуха (газа) представляет собой удельную энергию газа $\left(\frac{Дж}{м^3}\right)$, поэтому потеря давления пропорциональна потере энергии газового потока, затрачиваемого на преодоление сопротивления.

Отсюда снижение уровня шума шаром дисперсного материала можно найти, разделив потерю энергии потока на преодоление сопротивления его движению в слое частиц на потерю энергии при прохождении через трубу той же длины, т.е.

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\Delta E_2}{\Delta E_1}.$$

Для оценки снижения уровня шума в дБ необходимо прологарифмировать это отношение:

$$L = 10 \lg \frac{\Delta E_2}{\Delta E_1} \text{ (дБ)}, \quad (4)$$

где L – снижение уровня шума слоем дисперсного материала (дБ).

Эквивалентный диаметр отвечает суммарному диаметру каналов в дисперсном слое. Его можно найти несколькими способами. По первому способу это можно сделать через гидравлический радиус, который равен отношению площади сечения потока к смоченному периметру. Смоченный периметр свободного сечения слоя частиц можно найти как частное от деления общей поверхности каналов на их среднюю длину, т.е.

$$\Pi = \frac{SHa}{\alpha_k \cdot H} = \frac{Sa}{\alpha_k}, \quad (5)$$

где Π – смоченный периметр, м; S – площадь поперечного сечения глушителя, заполненного дисперсным материалом, м²; H – высота шара частиц, м; α_k – коэффициент кривизны каналов; a – удельная поверхность частиц слоя, м²/м³.

Гидравлический радиус – это отношение площади затопленного сечения канала, т.е. осевого сечения потока к смоченному периметру:

$$r_2 = \frac{S}{\Pi}. \quad (6)$$

где S – площадь сечения потока, м².

Для круглой трубы с внутренним диаметром d площадь свободного сечения равна:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}.$$

Смоченный периметр равен $\Pi = \pi \cdot d$, откуда гидравлический радиус

$$r_2 = \frac{S}{\Pi} = \frac{d}{4}. \quad (7)$$

Эквивалентный диаметр – это диаметр, выраженный через гидравлический радиус, т.е.

$$d_s = 4r_2.$$

С учетом формулы (7) $d_s = \frac{4S}{\Pi}$. Свободное сечение слоя частиц равно

$$\frac{SH \varepsilon}{H \alpha_k} = \frac{S \varepsilon}{\alpha_k}, \quad (8)$$

где ε – доля свободного объема в объеме слоя частиц, равная

$$\varepsilon = \frac{V - V_0}{V},$$

где V – объем слоя частиц, м³; V_0 – объем пустот слоя частиц, м³.

При свободной засыпке зернистого материала доля свободного объема составляет 40–45 %, т.е. $\varepsilon = 0,40 - 0,45$.

Учитывая формулы (5) и (8) эквивалентный диаметр каналов слоя частиц равен:

$$d_e = \frac{4\varepsilon}{a}, \quad (9)$$

где ε – доля свободного объема в объеме слоя частиц.

Подставляя значение эквивалентного диаметра в формулу (3) получим:

$$\Delta p_2 = \lambda_2 \frac{l_2 a}{4\varepsilon} \cdot \frac{\rho v_2^2}{2}. \quad (10)$$

Поэтому

$$L_1 = 10 \lg \frac{\Delta E_2}{\Delta E_1} = \frac{\lambda_2 \frac{l_2 a}{4\varepsilon} \cdot \frac{\rho v_2^2}{2}}{\lambda_1 \frac{l_1}{d} \cdot \frac{\rho v_1^2}{2}}.$$

Примем $\lambda_1 = \lambda_2$ и $l_2 = l_1$. Тогда

$$L_1 = 10 \lg \frac{a \cdot v_2^2 \cdot d}{4\varepsilon \cdot v_1^2}. \quad (11)$$

Из формулы (11) видно, что эффективность снижения уровня шума зависит в первую очередь от скорости газа и удельной поверхности частиц, т.е. их диаметра.

При этом необходимо учесть, что диаметр частиц должен быть таким, чтобы обеспечить диаметр каналов слоя засыпки в пределах 2–3 мм. Если каналы будут меньше 1 мм, то это приводит к их засорению частицами пыли, которые могут содержаться в газе. По этой причине достаточно эффективные глушители аэродинамического шума выхлопа сжатого воздуха, изготовленные из пористой бронзы, керамики, войлока имеют ограниченное применение. Они также создают значительное (в пределах 0,5–1,5 атм) противодействие. Большое противодействие опасно, ибо может привести к повторному включению исполнительного механизма.

По второму способу эквивалентный диаметр частиц различной формы (шарообразной, цилиндрической, пластинчатой) можно найти через их дисперсность [9]. Если, например, в одном кубическом метре слоя находится n частиц, то объем самих частиц будет равен $(1-\varepsilon)$, а их поверхность составит величину a . При этом средний объем одной частицы равен:

$$V = \frac{1 - \varepsilon}{n} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{6}$$

где d_1 – диаметр эквивалентного шара, имеюще-

го одинаковый с частицей объем.

Поверхность одной частицы

$$F = \frac{a}{n} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{\Phi},$$

где Φ – фактор формы.

В общем случае фактор формы находят по формуле:

$$\Phi = \frac{F_{ш}}{F}, \quad (12)$$

где F – поверхность рассматриваемого тела, м²; $F_{ш}$ – поверхность шара, имеющего тот же объем, что и рассматриваемое тело, м².

Используя формулу (12) можно показать, что для шарообразных частиц $F=1$; для куба $F=0,8$; для цилиндра с высотой в 10 раз превышающей его радиус $F=0,69$ и т.д. [9].

Тогда отношение поверхности частицы к её объёму равно:

$$\frac{a}{1 - \varepsilon} = \frac{6}{\Phi \cdot d_1}, \quad (13)$$

откуда

$$a = \frac{6 \cdot (1 - \varepsilon)}{\Phi \cdot d_1}$$

Подставив значение «а» в уравнение (9) получим значение эквивалентного диаметра каналов слоя:

$$d_e = \frac{2 \cdot \Phi \cdot \varepsilon \cdot d_1}{3 \cdot (1 - \varepsilon)}$$

Подставив значение d_e в формулу (10) получим:

$$\Delta p_2 = \lambda_2 \frac{3 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot l_2 \cdot \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}}{2 \cdot \Phi \cdot \varepsilon \cdot d_1},$$

откуда

$$L = 10 \lg \frac{\Delta E_2}{\Delta E_1} = 10 \lg \frac{3 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot v_2^2 \cdot d}{2 \cdot \Phi \cdot \varepsilon \cdot d_1 \cdot v_1^2}. \quad (14)$$

Из формулы (14) видно, что применение частиц цилиндрической или пластинчатой формы в глушителе более эффективно, чем шарообразных, ибо для них фактор формы Φ меньше единицы.

Для примера проведем расчет эффективности снижения уровня аэродинамического шума воздушного потока слоем частиц диаметром 5-7 мм. Воздух подается центробежным вентилятором производительностью 5400 м³/час, (т.е. 1,5 м³/с) и пропускается через глушитель, в котором расположена сетка со слоем дисперсных частиц диаметром 5–7 мм, при толщине слоя 2 см, как это показано на рис. 1

Скорость воздуха в глушителе до слоя частиц равна:

$$v_1 = \frac{W}{S} = 3 \text{ м/с.}$$

где W – производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$; S – площадь поверхности засыпки частиц, м^2 .

Скорость воздуха в каналах слоя частиц:

$$v_2 = \frac{V_1}{\varepsilon} = 6,67 \text{ м/с},$$

где ε – коэффициент пористости слоя частиц.

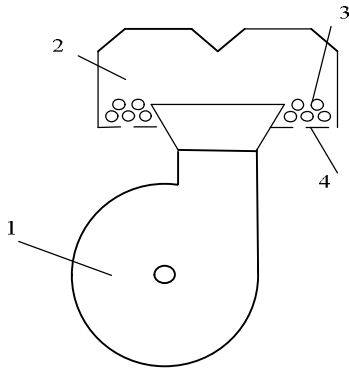


Рисунок 1 – Центробежный вентилятор с глушителем шума: 1 – центробежный вентилятор; 2 – глушитель; 3 – дисперсный материал; 4 – сетка

Определим удельную поверхность слоя частиц высотой 2 см. примем средний диаметр частиц равным 6 мм. Тогда площадь поверхности одной частицы равна:

$$S = 4\pi r^2 = 1,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Масса одной частицы (при условии, что $\rho = 2,7 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$), равна:

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{3}{4}\pi \cdot r^3 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ кг}.$$

Объем слоя:

$$V = S \cdot H = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$$

Масса всех частиц при заполнении 55 % объема равна:

$$M = \rho \cdot V \cdot k = 14,85 \text{ кг}.$$

Общее количество частиц:

$$N = \frac{M}{m} = 4,75 \cdot 10^4.$$

Удельная поверхность частиц слоя:

$$a = N \cdot S = 5,35 \text{ м}^2$$

Отношение потери энергии в слое частиц к потере энергии в трубе:

$$\frac{\Delta E_2}{\Delta E_1} = \frac{n \cdot v_2^2 \cdot d}{4 \cdot \varepsilon \cdot v_1^2} = \frac{5,35 \cdot (6,67)^2 \cdot 0,4}{4 \cdot 0,45 \cdot 3^2} = 5,8.$$

Тогда

$$L_1 = 10 \cdot \lg \frac{\Delta E_2}{\Delta E_1} = 10 \cdot \lg 5,8 = 10 \cdot 0,68 = 6,8 \text{ дБ}.$$

При нахождении величины L_2 учтём, что в глушителе газовый поток вначале сужается (коэффициент местного сопротивления 0,5), а затем после выхода из глушителя расширяется (коэффициент местного

сопротивления 1). Таким образом, общий коэффициент местного сопротивления равен 1,5. Тогда:

$$L_2 = 10 \lg 1,5 = 1,8 \text{ дБ}. \quad (15)$$

Для расчета снижения уровня шума газовых струек вследствие трения о неподвижный воздух после вылета из слоя дисперсного материала можно применить предложенную нами формулу, вывод которой был произведён на основе формулы Ньютона [1]. Расчетная формула имеет вид:

$$L_2 = 10 \lg \frac{v_2 \Delta x_1 \Delta S_2}{v_1 \Delta x_2 \Delta S_1}, \quad (\text{дБ}) \quad (16)$$

где n_1, n_2 – соответственно скорость струек газа после вылета из слоя дисперсного материала и при движении в неподвижном воздухе, м/с ; $\Delta S_1, \Delta S_2$ – соответственно поверхность контакта струек газа после вылета из слоя и при движении в неподвижном воздухе, м^2 ; $\Delta x_1, \Delta x_2$ – соответственно расстояние от точек струек с максимальной до точек струек с нулевой скоростью при их вылете из слоя и движении в неподвижном воздухе, м .

При выборе указанных величин будем руководствоваться тем, что скорость n_2 в конечном счёте уменьшается до нуля, поэтому в расчетах можно взять, что $n_2 = 0,5n_1$.

Определим величины $\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta S_1, \Delta S_2$. Величины $\Delta x_1, \Delta x_2$ будут зависеть от режима движения газа (ламинарный, турбулентный), который определяется значением критерия Рейнольдса:

$$R_s = \frac{v \cdot d}{k},$$

где R_s – критерий Рейнольдса; n – скорость газа (воздуха), м/с ; d – диаметр струи, м ; k – кинематическая вязкость, равная для воздуха $15 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}$. Значение критерия Рейнольдса, полученное после подстановки величин, указывает на ламинарный характер движения потока. Поэтому Δx_1 будет равен половине диаметра струи. Значение Δx_2 можно найти лишь приблизительно, ибо сечение струек после слоя дисперсного материала может представлять собой круг, квадрат, треугольник или другие формы.

Поверхностный слой струек газа при движении в неподвижном воздухе тормозится, образуя различного вида вихри. Для цилиндрической струйки это тороидальный вихрь, для плоской струйки – два цилиндрических вихря, для других видов струек – вихри сложной формы. Эти вихри увеличивают величину ΔS_2 . Со временем, двигаясь в воздухе, вихри рассеиваются. Именно такое протекание процесса торможения струек в воздухе затрудняет определения точного значения ΔS_2 . Величина ΔS_1 равна произведению суммарного периметра струек после вылета из слоя дисперсного материала на единичную длину. Величина ΔS_2 также может быть задана лишь приблизительно. Заддим $\Delta x_1 = 0,5 \Delta x_2, \Delta S_1 = (6-8) \Delta S_2$. Тогда после подстановки величин в формулу (16) получим, что $L_3 = 1,8-3,0 \text{ дБ}$.

Сравнивая влияние процесса дробления струи с помощью перфорированной пластины, и слоем дисперсного материала можно сделать вывод, что этот способ лучше всего себя показывает при глушении

шума вихлопа сжатого воздуха [11].

Складывая значения L_1 , L_2 , L_3 , по формуле (1) получаем суммарную эффективность глушения шума 10–11,6 дБ. Измерения L_s шумомером указывают на то, что более справедливо второе значение.

Измерение шумомером снижения уровня аэродинамического шума глушителем с мелкодисперсным материалом дает результат 9–10 дБ. Расхождение можно объяснить тем, что тонкий слой дисперсного материала слабо защищает от механической составляющей шума центробежного вентилятора, что требует дополнительных исследований.

ВЫВОДЫ. Предложены формулы расчета эффективности снижения уровня аэродинамического шума газовой струи слоем тонкодисперсного материала, позволяющие конструировать глушители с заданными показателями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Факторович А.А., Постников Г.И. Защита городов от транспортного шума. – К.: Будівельник, 1982. – 144 с.
2. Зарубин Г.П., Никитин Д.П., Новиков Ю.В. Окружающая среда и здоровье. – М.: Знание, 1977. – 210 с.
3. Шандала М.Г., Звиняцковский Я.И. Окружающая среда и здоровье населения. – К.: Здоровье, 1988. – 152 с.

4. Раднева Р. Исследование инфразвука в среде обитания жилых домов // Збірник доповідей науково-практичної конференції УНГЦ. – Київ: МОЗ України, 1999. – Вип. 2. – С. 112.

5. Штеренгарц Р.Я. О сочетании действия транспортных газов и шума // Гигиена труда и профзаболевания. – 1984. – № 5. – С. 40–42.

6. Кучерявий В.П. Урбоекологія. Т. 1. – Львів: Світ, 1999. – 359 с.

7. Борьба с шумом на производстве: справочник / Под ред. д.т.н., проф. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 393 с.

8. Патент № 6339. Україна. МПК F01N/10 Глушник вихлопу стисненого повітря / Шмандій В.М., Поліщук В.С. Поліщук Д.В., Скобель В.І.; КДПУ. – № 20040604619; заявл. 14.06.2004; опубл. Промислова власність. Офіційний бюлетень, 2005. – № 5.

9. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1973. – 750 с.

10. Шалугін В.С., Шмандій В.М. Процеси та апарати промислових технологій. – Київ: “Центр учбової літератури”, 2008. – 386 с.

11. Котенко Е.О., Полищук Д.В., Полищук В.С., Бахарев В.С. Расчёт эффективности снижения аэродинамического шума газового потока перфорированной пластиной // Екологічна безпека. – Вип. 1/2013 (15). – С. 103–106.

EFFECTIVENESS EVALUATION OF THE NOISE SUPPRESSOR WITH A PARTICULATE MATERIAL LAYER IN THE ENVIRONMENTAL SAFETY MANAGEMENT

V. Shmandiy, V. Polishchuk, D. Polishchuk, O. Kotenko

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University
vul. Pershotravneva, 20, Kremenchuk, 39600, Ukraine. E-mail: fizika@kdu.edu.ua

In the article, the authors have grounded the mathematical apparatus for calculation of the effectiveness of aerodynamic noise reduction of air (gas) flow while its passing through the particulate material layer in the noise suppressor of active type. These calculations are based on the Poiseuille formula, that makes it possible to determine the pressure loss of the gas stream passing through the pipe of the given diameter. The formula was used in order to calculate the pressure loss of flow through the particulate material filling channels; with this aim it was suggested two ways of equivalent diameter determination for the channels of material layer. Therefore, the authors have obtained the formulas for calculation of the efficiency of the particulate material layer of the design of a noise suppressor with given efficiency. Having used the actual parameters of a suppressor of aerodynamic noise of the centrifugal ventilator it was carried out the screening efficiency calculation of the particulate material layer. The calculation showed strong convergence with the results of the noise level measurement and can be used to calculate the efficiency of ventilator noise suppressor and compressed air exhaust.

Key words: centrifugal ventilator, noise level, noise suppressor.

REFERENCES

1. Faktorovich, A.A. and Postnikov, G.I. (1982), *Zaschita gorodov ot transportnogo shuma* [Traffic noise city protection], Budivelnik, Kyiv, Ukraine.
2. Zarubin, G.P., Nikitin, D.P. and Novikov, Y.V. (1977), *Okruzhayuschaya sreda i zdorov'e* [Environment and health], Znanie, Moscow, Russia.
3. Shandala, M.G. and Zvinakovskiy, J.I. (1988), *Okruzhayuschaya sreda i zdorov'e naseleniya* [The environment and public health], Zdorov'e, Kyiv, Ukraine.
4. Radneva, R.I. et al. (1999), “Study of infrasound in a habitat of dwelling houses”, *Book of the report of the Ukrainian scientific events of UNGC of the Ministry of Health Care of Ukraine*, iss. 2, p. 112.
5. Shterengarz, R.I. (1984), “The combined action of transport of gases and noise”, *Hygiene of work and occupational diseases*, no. 5, pp. 40–42.
6. Kucheryaviy, V.P. (1999), *Urboekologiya* [Urboecology], vol. 1, Svit, Lviv, Ukraine.
7. (1985), *Borba s шумом na proizvodstve* [The control of noise at work], reference book, ed. by

Doct.Sc., Eng., Prof. E.I. Yudina, Mashinostroenie, Moscow, Russia.

8. Shmandii, V.M., Polishchuk, V.S., Polishchuk D.V., Skobel, V.I. (2005), “Compressed air exhaust silencer”, Patent of Ukraine no. 20040604619. The statement of 14.06.2004. *Industrial property. Official Billetin*, no. 5.

9. Kasatkin, A.G. (1973), *Osnovnye protsessy i aparaty himicheskoi tehnologii* [The main processes and apparatuses of chemical technology], Himiya, Moscow, Russia.

10. Shalugin, V.S. and Shmandiy, V.M. (2008), *Protseesi ta aparati promislivih tehnologiy* [Processes and devices of industrial technologies], Tsentr uchbovoyi literaturi, Kyiv, Ukraine.

11. Kotenko, E.O., Polishchuk, D.V., Polishchuk, V.S. and Baharev, V.S. (2013), “Calculation of efficiency reduction of aerodynamic noise of the gas flow-plated perforated plate”, *Ecological Safety*, no. 1/2013 (15), pp. 103–106, KrNU, Kremenchuk, Ukraine.

Стаття надійшла 07.11.2013.