

РАСЧЕТ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОМЫШЛЕННОГО ПЫЛЕСОСА ДЛЯ ТКАЦКОГО ПРОИЗВОДСТВА

О.С. КОЧЕТОВ

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина)

Актуальность настоящей работы была обусловлена необходимостью проведения работ по снижению виброакустической активности пылеуловителя Т-1 на Рижском заводе текстильного оборудования (РЗТО, 1991 г.), при эксплуатации которого наблюдалось превышение уровней шума, регламентированных ГОСТ 12.1.003-83 [1, 2].

Разработана методика расчета и создана конструкция [3] аэродинамического глушителя шума комбинированного типа, который состоит из звукопоглощающих элементов, расширительной камеры и резонансных полостей, причем активная часть глушителя (звукопоглощающие элементы облицовки камеры) входит составной частью в реактивную, образуя камерный глушитель, параллельно с которым работает резонансный глушитель, расположенный в его корпусе.

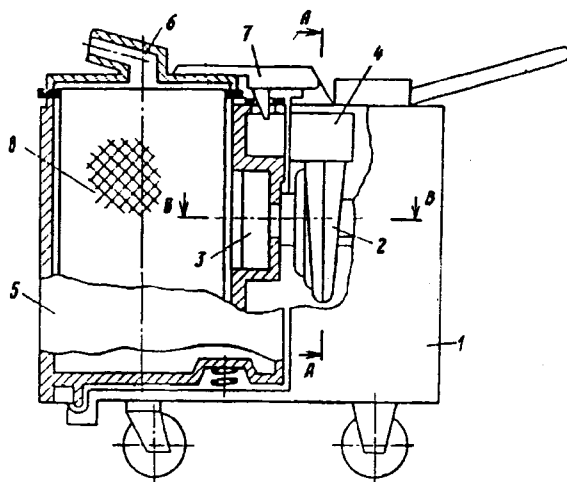


Рис. 1

На рис.1 изображен общий вид промышленного пылесоса Т-1, содержащего корпус 1, побудитель 2 тяги с входным 3 и выходным 4 патрубками, пылесборник 5 с крышкой 6 и механизм 7 фиксации пылесборника в корпусе. Фильтрующий элемент 8 расположен внутри пылесборника 5.

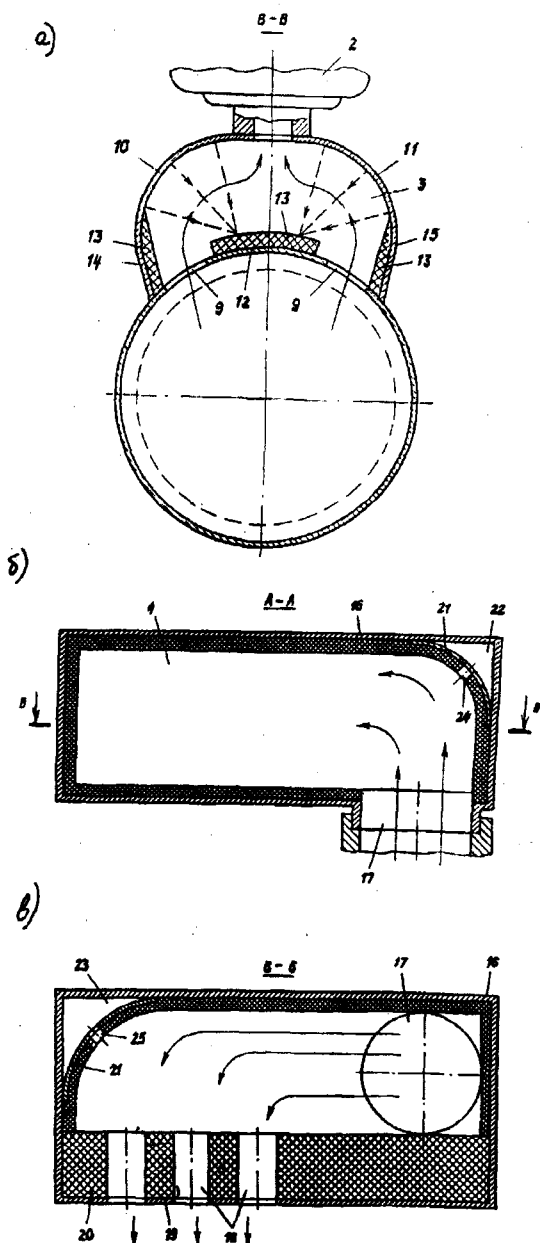


Рис. 2

На рис. 2-а, б, в показаны конструкции входного и выходного глушителей шума пылесоса: а – на входе побудителя тяги; б – на выходе (фронтальный разрез); в – на выходе (поперечный разрез). Входной патрубок 3, являющийся комбинированным глушителем шума на входе, жестко связан с пылесборником 5 с охватом окон 9. Боковые поверхности 10 и 11 входного патрубка (рис.2-а) выполнены изогнутыми и имеют форму кривых, фокус которых

находится на перемычке 12, разделяющей окна 9. Последняя облицована звукопоглощающим материалом 13, причем прилегающие к изогнутым поверхностям плоскости 14 и 15 также обработаны звукопоглотителем 13. Выходной патрубок 4, являющийся комбинированным глушителем шума на выходе, содержит корпус 16 коробчатой формы (рис.2-б, в) с отверстиями. Отверстие 17 – входное и соединено с побудителем тяги 2. Другие отверстия 18 являются выходными и лежат в плоскости 19 (обработанной звукопоглотителем 20 и перпендикулярной плоскости расположения отверстия 17). Отверстия 18 сообщаются с атмосферой.

По ходу потока воздуха в углах корпуса 16 установлены экраны 21, фокус которых лежит в плоскости 19 выходных отверстий 18, выполненных в звукопоглотителе 20. Полости 22 и 23, образованные экранами 21 и корпусом 16 – резонирующие и соединены с полостью камеры глушителя отверстиями 24 и 25, которые являются горловинами соответствующих резонаторов Гельмгольца.

Входной патрубок служит реактивным камерным глушителем шума, настроенным на частоту среза 400 Гц, ибо треть-октавный анализ уровней звукового давления (УЗД) пылесоса Т-1 в т. № 2 (на расстоянии 1 м от входного патрубка) со снятым шлангом для насадок пылесоса показал наличие максимума в спектре со среднегеометрической частотой 500 Гц. Такая настройка позволит глушителю пропускать звук ниже граничной частоты 400 Гц, препятствуя распространению колебаний звуковых волн, частота которых выше граничной. Следует отметить, что экраны 21 в выходном патрубке и изогнутые боковые поверхности 10 и 11 во входном фокусируют звуковые волны соответственно на звукопоглощающие поверхности 20 и 12, где происходят необратимые потери звуковой энергии в результате диссипации ее в порах звукопоглотителя, в диапазоне частот порядка 2000...8000 Гц, что дополнительно увеличивает эффективность шумоглушения.

Рассмотрим расчет и настройку глушителя шума на выходе побудителя тяги. Подсчитаем частоту лопастного шума от побудителя тяги (центробежного вентилятора) на частоте вращения $f = nz/60 = (11200 \cdot 12)/60 = 2240$ Гц, где n – число оборотов диска в минуту; z – число лопаток на диске.

Поскольку необходимо снизить шум в широкополосном спектре частот с 400 до 2240 Гц и выше, глушитель шума выполнен комбинированным (состоящим из звукопоглощающих элементов, расширительной камеры и резонансных полостей). Рассчитаем камерный глушитель шума, внутренние поверхности которого имеют звукопоглощающую облицовку. В диапазоне высоких частот, когда размеры камеры в несколько раз превышают длины волн, звуковое поле в ней приобретает диффузный характер. Условие диффузности звука в объеме выражается неравенством

$$f > \frac{c}{\sqrt[3]{V_k}}, \quad (1)$$

где $c = 340$ м/с – скорость звука в воздухе; $V_k = L_k B_k H_k = 0,42 \cdot 0,12 \cdot 0,146 = 7,4 \cdot 10^{-3}$ – объем камеры в м³.

Тогда для нашего случая частота, с которой начинается диффузность звука в камере, определится так:

$$f > \frac{340}{\sqrt[3]{7,4 \cdot 10^{-3}}} = 1789,5 \text{ Гц.}$$

Для диапазона частот 1789,5...8000 Гц потери звуковой мощности в камере глушителя со звукопоглощающей облицовкой из пенополиуретана будут иметь вид:

$$\Delta L = 10 \lg \left(1 + \frac{\alpha_k S_k}{F_0} \right), \quad (2)$$

где S_k , α_k – площадь внутренних поверхностей камеры и коэффициент их звукопоглощения; F_0 – площадь выходного отверстия в камере.

В нашем случае выходное отверстие представлено восемью отверстиями 18 диаметром $d_0 = 44$ мм, а входное – одним отверстием $d_{вх} = 92$ мм. Тогда $F_0 = 0,012$ м²; $F_{вх} = 6,6 \cdot 10^{-3}$ м²; $S_k = 0,24$ м². Подсчитаем потери звуковой мощности для полос со среднегеометрическими частотами 2000 Гц ($\alpha_k = 0,85$); 4000 Гц ($\alpha_k = 0,8$); 8000 Гц ($\alpha_k = 0,75$):

$$\begin{aligned} \Delta L_{2000} &= 10 \lg \left(1 + \frac{\alpha_k S_k}{F_0} \right) = \\ &= 10 \lg \left(1 + \frac{0,85 \cdot 0,24}{0,012} \right) = 12,5 \text{ дБ;} \end{aligned}$$

$$\Delta L_{4000} = 12,3 \text{ дБ}; \quad \Delta L_{8000} = 12 \text{ дБ.}$$

Таким образом, установлено, что эффективность камерного глушителя в диапазоне высоких частот 2000...8000 Гц, когда звуковое поле в объеме камеры приобретает диффузный характер, составляет 12...12,5 дБ.

Для снижения шума в низкочастотной области 250...1000 Гц служит реактивная часть камерного глушителя шума, который пропускает звук ниже граничной частоты $f_{гр}$ (для нашего случая выберем $f_{гр} = 295$ Гц), препятствуя распространению колебаний звуковых волн (их частота превышает граничную). Обычно в таких расчетах выбирают граничную частоту пропускания шума, а затем рассчитывают объем камеры глушителя шума исходя из габаритных размеров пылесоса:

$$V_k = \frac{c^2 S}{4\pi^2 l_{тп} f_{гр}^2}, \quad (3)$$

где c – скорость звука в воздухе (340 м/с);
 $S = \pi d_{\text{вх}}^2 / 4$ – площадь проходного сечения
 трубопровода; $d_{\text{вх}}$ – диаметр трубопрово-
 да, соединяющего вентилятор с глушите-
 лем; $l_{\text{тр}}$ – длина участков трубопрово-
 да соответственно до и после камеры, м:

$$V_k = \frac{c^2 S}{4\pi^2 l_{\text{тр}} f_{\text{гр}}^2} =$$

$$= \frac{340^2 \cdot 6,6 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 0,03 \cdot 295^2} = 7,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Расчетная эффективность камерного
 глушителя шума для нашего случая оказа-
 лась небольшой (всего 2 дБ). Это связано с
 тем, что степень расширения $m = 2,65$
 очень незначительна, однако увеличить ее
 реально не позволяют габаритные разме-
 ры, отведенные под глушитель шума в пы-
 лесосе.

Для решения задачи повышения эф-
 фективности глушителя шума рассмотрим
 схему встроенного резонансного реактив-
 ного глушителя, включающего полости 22
 и 23, образованные экранами 21 и корпу-
 сом 16 (они резонирующие и соединены с
 полостью камеры глушителя отверстиями
 24 и 25, служащими горловинами соответ-
 ствующих резонаторов Гельмгольца). Фи-
 зический эффект работы такого глушителя
 основан на том, что при резонансном сов-
 падении собственной и возбуждающей
 частот амплитуда скорости колебаний воз-
 духа в горле резонатора (– это отверстия
 24 и 25) резко возрастает, вызывая значи-
 тельные (при наличии трения) потери
 энергии падающей звуковой волны (эф-
 фект резонатора Гельмгольца).

Максимальное поглощение энергии для
 одиночного резонатора наблюдается на
 резонансной частоте:

$$f_p = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{K_p}{V_p}}, \quad (4)$$

где K_p – проводимость отверстий, со-
 единяющих трубопровод с резонаторной
 камерой объемом V_p (м^3):

$$K_p = \frac{S_p}{l_p + 0,8d_p}, \quad (5)$$

где $S_p = \pi d_p^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,005^2 / 4 = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ –
 площадь проходного сечения отверстия
 горла резонатора диаметром d_p , м^2 ; l_p –
 глубина отверстия, м.

Задаввшись резонансной частотой
 $f_p = 2240$ Гц (для настройки резонансной
 части глушителя на частоту "лопастного"
 импульсного шума вентилятора) и пара-
 метрами горловины резонатора (проводи-
 мостью отверстий $K_p = 0,28$ м), определим
 величину объема V_p резонаторной поло-
 сти согласно габаритным размерам глуши-
 теля:

$$V_p = \frac{c^2 K_p}{4\pi^2 f_p^2} =$$

$$= \frac{340^2 \cdot 0,28}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 2240^2} = 1,64 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Эффективность резонатора на частоте
 2200 Гц равна 14,1 дБ; на частоте 2300 Гц
 – 11,3 дБ, а уже на частоте 2000 Гц она
 уменьшается до 2,2 дБ. Следовательно, в
 системах глушения шума вентиляционных
 систем их наиболее целесообразно приме-
 нять только в случаях, когда необходимо
 добиться снижения стабильной по частоте
 интенсивной тональной составляющей,
 какой в нашем случае является состав-
 ляющая лопастного шума, равная 2240 Гц.

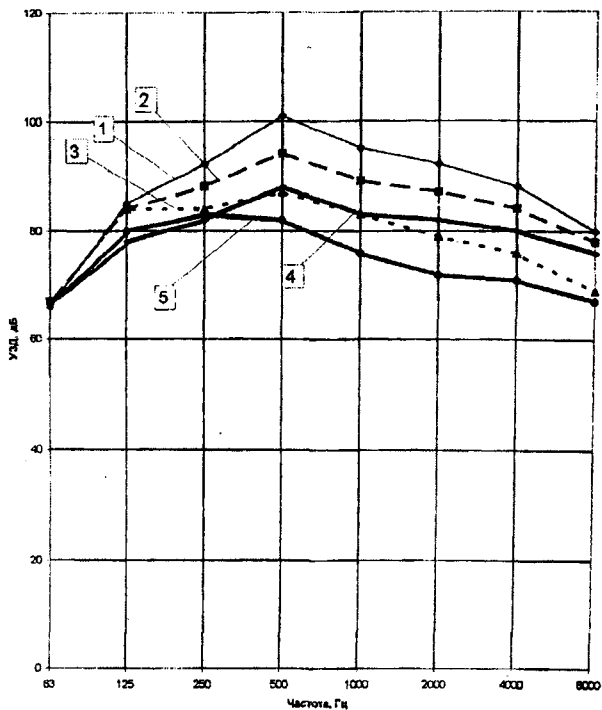


Рис. 3

В экспериментальном цехе РЗТО проведены испытания различных схем аэродинамических глушителей шума в т. № 2 (на расстоянии 1 м от входного сопла). Из представленных на рис.3 результатов, где кривая 1 – т. №2 (без шланга на входе и без глушителя на выходе); кривая 2 – т. №2

(шланг и глушитель на выходе без резонансных полостей и звукопоглощающей облицовки камеры); кривая 3– т. №2 (шланг и глушитель на выходе без резонансных полостей, но с облицовкой камеры ЗПМ); кривая 4 – т. №2 (без шланга, но с глушителем на выходе); кривая 5– т. №2 (шланг и глушитель на выходе с резонансными полостями и с облицовкой камеры ЗПМ), можно заключить, что снижение шума реактивным однокамерным глушителем шума имеет место в низкочастотной области начиная с 250 Гц, то есть выбор для расчета $f_{гр} = 295$ Гц явился обоснованным. Эффективность в этом случае в диапазоне частот 250...1000 Гц (кривые 1 и 2) составила 4...7 Гц. Увеличение эффективности по сравнению с расчетной (2 дБ на частоте 500 Гц) можно объяснить наличием в глушителе поворота потока на 90°, что вызвало увеличение потерь звуковой мощности. Облицовка камеры глушителя звукопоглощающим материалом (ЗПМ) позволила снизить уровни звукового давления в диапазоне частот 2000...8000 Гц (кривая 3) на 8...9 дБ (расчетная эффективность в этом диапазоне составляет 12...12,5 дБ).

Пылесос Т-1

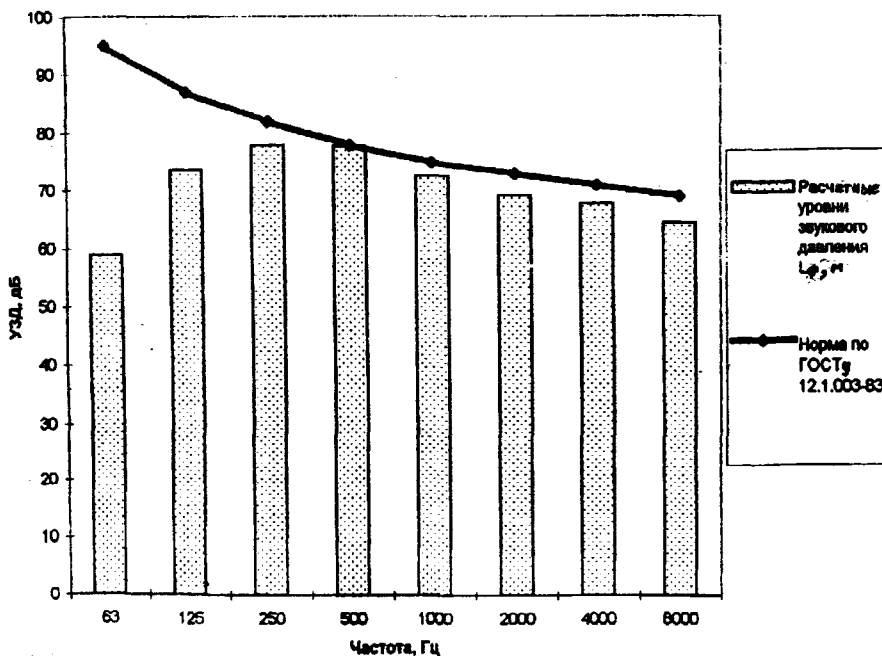


Рис. 4

Эффективность облицовки камерного глушителя, полученная экспериментальным путем, оказалась ниже расчетной на 3...4 дБ по той причине, что расчетная формула для определения теоретической эффективности справедлива для соосного расположения входного и выходного отверстий одного диаметра. В нашем случае имеет место поворот потока на 90° , а выходной патрубок представлен 8 отверстиями диаметром 44 мм. Эффективность резонансной части глушителя составила на частоте 2000 Гц – 7 дБ (кривая 5), а на частоте 4000 Гц – 5 дБ (для настройки резонансной части глушителя выбрана частота $f_p = 2240$ Гц, равная частоте "лопастного" импульсного шума вентилятора, что совпадает с расчетными данными).

Следует отметить, что эффективность снижения шума шлангом для насадок составляет в полосе частот 500...8000 Гц 7...10 дБ и объясняется его работой как активного глушителя большой длины (кривые 4 и 5). Таким образом, общая эффективность комбинированного глушителя шума на выходе в полосе частот 250...8000 Гц равняется 13...20 дБ, а уровни звукового давления при работе с пылесосом Т-1, оснащенным глушителями шума на входе и выходе побудителя тяги, при скорости 11200 об/мин не превышают санитарно-гигиенических норм (рис.4).

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика расчета и создана конструкция аэродинамического

глушителя шума комбинированного типа, то есть состоящего из звукопоглощающих элементов, расширительной камеры и резонансных полостей, причем активная часть глушителя (звукопоглощающие элементы облицовки камеры) входит составной частью в реактивную, образуя камерный глушитель, параллельно с которым работает резонансный глушитель, расположенный в его корпусе.

2. Результаты проведенных испытаний подтвердили основные положения методики и выбранных расчетных схем и показали, что общая эффективность комбинированного глушителя шума на выходе составляет в полосе частот 250...8000 Гц 13...20 дБ, а уровни звукового давления при работе с пылесосом Т-1, оснащенным глушителями шума на входе и выходе побудителя тяги, при скорости 11200 об/мин не превышают санитарно-гигиенических норм.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 12.1.003–83.ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. – М. : Госстандарт, 1984.
2. ОСТ 27-72-218–85. ССБТ. Оборудование для легкой промышленности и производства химволокн. Методы определения характеристик. – М.: ВНИИЛтекмаш, 1985.
3. А.с. СССР № 1567184. Пылесос/Семов А.Д., Кочетов О.С., Церлюк М.Б. – Оpubл. 1990. Бюл. №20.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 14.03.00.