

М 279806

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени

высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

АЙРБАБАМЯН Сергей Аветикович

ИССЛЕДОВАНИЕ ШУМА РОТОРНОГО ВОЗДУШНОГО
КОНДИЦИОНЕРА

(05.26.01 - Техника безопасности и противопожарная техника)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва

1975

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище
им. Н.Э.Баумана.

Научный руководитель -
кандидат технических наук, доцент ТЕРЕХИН А.С.

Официальные оппоненты:
Доктор технических наук, профессор ЧИСТЯКОВ Ф.М.
Кандидат технических наук КУЗНЕЦОВ С.Н.

Ведущее предприятие указано в решении Ученого совета.
Автореферат разослан "12" ноября 1975г.
Защита диссертации состоится "22" декабря 1975г.
на заседании Совета факультета "Энергомашиностроение"
Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного
Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана.

вская набережная,
ение".

печатать, просьба

библиотеке училища.

Э.А.МАНУШИН

M 279806

0.120



1279806

Айрбабамян С.А. Исследован

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ.

Актуальность проблемы. В условиях научно-технического прогресса развитие техники сопровождается внедрением новых энергетических установок, ростом быстроходности машин и механизмов, оснащением промышленных предприятий эффективным инженерным и санитарно-техническим оборудованием. При этом часто растет производственный шум, оказывающий вредное воздействие на организм человека.

В нашей стране впервые были разработаны и нашли свое применение роторные воздушные кондиционеры в целях создания нормальных температурных условий на производстве. Основной отличительной особенностью этих кондиционеров является использование в качестве охлаждающего органа расширительной машины - роторного детандера. Наиболее широкое применение кондиционеры с воздушными расширительными машинами, в частности типа РВК-I, имеют в горнодобывающей промышленности для теплового кондиционирования воздуха в горных выработках с тупиковым забоем. Существенным недостатком роторных кондиционеров является интенсивный шум, излучаемый при их работе.

Проблема борьбы с шумом в горнодобывающей промышленности, где используется большое количество ударных и пневматических машин и механизмов, стоит особенно остро. Многочисленные исследования условий труда на шахтах и рудниках, проводимые как у нас в стране, так и за рубежом, свидетельствуют о том, что шум шахтного оборудования является одним из главных беспокоящих факторов, поэтому снижение шума кондиционеров позволит значительно улучшить условия труда шахтеров и других горнорабочих. Кроме того, уменьшение шума роторных воздушных кондиционеров даст возможность устанавливать кондиционеры гораздо ближе к рабочим местам, что повысит их охлаждающий эффект.

Вышеизложенное свидетельствует об актуальности проблемы снижения шума роторных воздушных кондиционеров, которой посвящена настоящая работа.

Цель исследования - снизить шум кондиционеров до санитарных норм и повысить эффективность их использования.

Для реализации данной цели были поставлены следующие задачи:

АНТБ МГТУ

РАБОТА ЗАКАЗАННА

1. Проведение натурных исследований шума роторного кондиционера в шахтных условиях и лабораторных исследований на экспериментальном стенде.

2. Определение шумовых характеристик кондиционера в зависимости от режима работы и конструктивных элементов выхлопной системы.

3. Исследование физической картины генерации шума выхлопа - самого интенсивного источника в кондиционере.

4. Разработка методики расчета ожидаемого шума на стадии проектирования кондиционеров.

5. Создание глушителей шума роторных воздушных кондиционеров, обеспечивающих снижение шума до санитарных норм.

Методы исследования. При выполнении работы были использованы методы научного анализа результатов эксперимента в натурных и лабораторных условиях, а также теоретического исследования с применением ЭВМ.

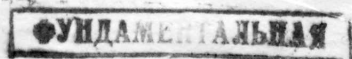
Научная новизна. Проведено исследование шума воздушного кондиционера с расширительной машиной нового типа - роторным детандером. Разработан метод расчета ожидаемого шума кондиционера.

Практическая ценность. На основе теоретических и экспериментальных исследований разработаны два варианта глушителей шума кондиционера, один из которых принят к внедрению.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и получили одобрение на Всесоюзном научно-техническом семинаре "Методы и средства снижения вибрации и шума на горных предприятиях цветной металлургии" (Детярск, 1974) и на Всесоюзной межвузовской конференции по проблемам охраны труда (Казань, 1974).

Публикация. По материалам диссертации опубликовано 5 работ.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и выводов, содержит 135 страниц машинописного текста и 60 рисунков. Список литературы содержит 105 наименований.



СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе изложены особенности эксплуатации роторных кондиционеров, приведены результаты натурных и лабораторных исследований шума кондиционера.

Главным рабочим органом роторного воздушного кондиционера является роторный детандер, принцип действия которого, как и всех расширительных машин, основан на процессе расширения сжатого воздуха с совершением внешней работы, и получении при этом охлаждающего эффекта. Потребителем энергии, вырабатываемой детандером, в кондиционере служит тормозной вентилятор. Роторный детандер и тормозной вентилятор стали основными источниками аэродинамического шума кондиционера. Важное преимущество роторных кондиционеров — их малые габариты — позволило выполнять кондиционеры в виде передвижных машин и использовать в целях шахтного кондиционирования в тупиковых и вертикальных выработках.

При эксплуатации кондиционера в шахте холодный воздух с температурой до -30°C , получаемый в результате расширения в детандере, поступает через выхлопной трубопровод в вентиляционный канал, где смешивается с потоком воздуха, идущим от вентилятора местного проветривания. Смешанный воздух подается к забоям, и, таким образом, в результате действия воздушного кондиционера в рабочей зоне поддерживается нормальный температурный режим. Чем ближе кондиционер установлен от рабочих мест, тем меньше потери холода и выше эффективность его работы. Однако шум кондиционера препятствует его приближению к груди забоя. Из-за шума кондиционер вынуждены устанавливать на расстоянии до 60 м, в то время как оптимальное расстояние составляет 10–15 м. Это приводит к уменьшению охлаждающего эффекта, получаемого с помощью кондиционера. Снижение шума кондиционера позволит уменьшить расстояние до груди забоя и, тем самым, значительно повысить его эффективность.

С целью получения данных о работе кондиционера в шахтных условиях были проведены натурные измерения шума в шахте "Петровская-Глубокая" Донбасса. Роторный воздушный кондиционер был установлен на расстоянии 60 м от груди забоя. Площадь поперечного сечения забоя составляла $12,2 \text{ м}^2$.

При эксплуатации роторных кондиционеров для снижения шума выхлопа, создаваемого роторным детандером, используется глушитель, созданный на заводе — изготовителе кондиционеров. Этот заводской глушитель шума выхлопа представляет собой конструк-

цию лабиринтного типа в виде ряда поперечных перегородок. Для снижения шума тормозного вентилятора используются глушители типа III, устанавливаемые со стороны всасывания и нагнетания.

Натурные измерения шума кондиционера, снабженного этими глушителями, проводились в точках, расположенных как в непосредственной близости от кондиционера (до I м), так и на определенном удалении от него (10, 20, 40 и 60 м). В процессе измерений определялись уровни звукового давления в октавных полосах частот и уровень звука в дБА. В нескольких точках шум записывался на магнитофон для дальнейшего узкополосного анализа. Измерения показали, что уровни шума в шахте при работе кондиционера имеют высокие значения в широком диапазоне частот. Наиболее высокие уровни, превышающие санитарные нормы на 20-25 дБ, были зафиксированы со стороны нагнетания вентилятора кондиционера, что объясняется совместным действием шума выхлопа и шума тормозного вентилятора. Узкополосный анализ шума, измеренного вблизи кондиционера, показал, что в спектре преобладают низкочастотные дискретные составляющие, обуславливающие высокие уровни шума в забое.

Шахтные условия не позволяют определить шумовые характеристики собственно кондиционера, выявить акустическую эффективность применяемых заводских глушителей. Для решения этих вопросов проводились натурные исследования шума в условиях открытого пространства. При этом были получены шумовые характеристики кондиционера с глушителями и без них, свидетельствующие о недостаточной акустической эффективности применяемых средств шумоглушения. Так, на низких частотах, где шум кондиционера максимален, акустическая эффективность глушителя выхлопа составляет всего 6-9 дБ. На средних и высоких частотах эффективность глушителя повышается до 14-20 дБ. Кроме того, применяемые глушители обладают рядом существенных недостатков. В частности, глушитель шума выхлопа создает значительные гидравлические сопротивления, что отрицательно влияет на холодопроизводительность кондиционера. На определенных режимах глушитель быстро забивается снегом, затрудняющим его эксплуатацию.

Проведенные натурные измерения позволили определить величину требуемого снижения шума кондиционеров с учетом существующих

санитарных норм и оптимального расстояния их размещения в шахте, которая составила 25 - 30 дБ в нормируемом диапазоне частот.

Для проведения детального исследования шума кондиционера и установления взаимосвязи акустических параметров кондиционера с его теплотехническими параметрами в лабораторных условиях был создан экспериментальный стенд. Теплотехнические измерения позволяли определять основные параметры воздуха на входе и выходе из кондиционера, расход сжатого воздуха, адиабатический к.п.д. и др. Акустические измерения проводились на стенде с помощью прецизионной шумоизмерительной аппаратуры фирмы "Брюль и Кьер". При проведении испытаний использовалась магнитная запись с последующим анализом на волновом анализаторе TF 455E фирмы "Marconi".

В целях определения наиболее мощных источников и вклада каждого из них в шум кондиционера производилось попеременное разделение источников. При исследовании шума выхлопа микрофон, оборудованный ветрозащитным колпачком, устанавливался на расстоянии $r = 0,4$ м от выхлопного отверстия и под углом 45° к оси выхлопной струи. При этом выхлопное отверстие роторного детандера считалось точечным источником, пренебрегая разностью фаз между звуковым давлением и колебательной скоростью, существующей в волновой зоне. Измерение шума тормозного вентилятора производилось на расстоянии $r = 1$ м от входной и выходной части под углом 45° к оси вращения вентилятора.

Качество звукового поля и применяемая измерительная аппаратура позволяли проводить акустические измерения, соответствующие II-му классу точности. В ходе исследований были определены погрешности теплотехнических измерений и доверительные интервалы измерения звуковой мощности основных источников.

Вторая глава посвящена экспериментальному исследованию шума роторного воздушного кондиционера.

В таблице I приведены уровни звуковой мощности основных источников шума кондиционера: шума выхлопа роторного детандера, шума тормозного вентилятора со стороны всасывания и нагнетания и шума, излучаемого через корпус кондиционера. Приведенные данные получены при режиме работы кондиционера $\rho = 3$ атм.

Таблица I

Основные источники	Уровни звуковой мощности в дБ на средне-геометрических частотах октавных полос в Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Шум выхлопа	114	122	128	121	118	117	115	102
Шум нагнетания	105	110	111	115	113	108	104	98
Шум всасывания	102	103	105	108	105	102	101	92
Шум корпуса	82	95	97	95	93	93	88	80

Как видно из таблицы I, выхлоп холодного воздуха из роторного детандера является наиболее мощным источником шума кондиционера. На экспериментальном стенде проводилось исследование шума выхлопа в зависимости от режима работы кондиционера. Данному исследованию предшествовали измерения шума выхлопа в условиях открытого пространства с целью выявления направленности его излучения. Результаты исследования диаграмм направленности показали, что излучение шума через выхлопное отверстие происходит равномерно по всем направлениям независимо от частоты и режима работы кондиционера.

Анализ спектров шума выхлопа показал наличие большого количества дискретных составляющих, кратных основной частоте $f_1 = nZ/60$, где n — скорость вращения роторов детандера, Z — число выхлопов за один оборот роторов. Дискретные составляющие шума выхлопа наблюдаются до частоты примерно равной 5000 Гц.

Изменение режима работы кондиционера приводит к изменению как теплотехнических, так и акустических параметров машины. С увеличением давления сжатого воздуха возрастает к.п.д. детандера, увеличивается расход, холодопроизводительность и скорость вращения машины. С увеличением давления суммарный уровень шума выхлопа также возрастает, достигая при этом больших величин (до 132 дБ). При изменении давления (от 2 до 5 атм) существенно меняется спектр шума выхлопа, и, прежде всего, наблюдается изменение частоты первой гармонической составляющей в широком диапазоне (60 + 140 Гц).

Результаты испытаний нескольких кондиционеров одного и того же типа, но имеющих определенные специфические особенности, свидетельствуют о некоторых различиях в их скоростных характеристиках, а также в спектрах шума выхлопа. При измерении суммарного шума значительной разницы у испытанных кондиционеров не было обнаружено.

На спектр и уровень шума выхлопа существенное влияние оказывает длина выхлопной трубы кондиционера. При измерениях длина выхлопной трубы менялась в интервале от 5 до 1000 мм. Полученные экспериментальные кривые имеют периодический характер. Излучаемый шум выхлопа зависит от величины акустического импеданса выхлопной трубы, которая определяется по формуле

$$Z = -j \frac{\rho c}{S} \operatorname{ctg} k \ell,$$

где ρ - плотность воздуха, c - скорость звука, ℓ - длина выхлопной трубы с учетом камеры расширения детандера и присоединенной массы, S - площадь сечения трубы, k - волновое число. Максимальные уровни звукового давления имеют место при $Z = 0$, минимальные - при $Z = \infty$, причем $Z = 0$ при $\ell = n\lambda/4$ ($n = 1, 3, 5, \dots$), а $Z = \infty$ при $\ell = n\lambda/2$ ($n = 1, 2, 3, \dots$), где λ - длина волны. Тогда длину выхлопной трубы, при которой будут максимальные или минимальные уровни шума выхлопа можно определить следующим образом:

$$(\ell_{тр})_{max} = n \frac{\lambda}{4} - \ell_k - \Delta \ell;$$

$$(\ell_{тр})_{min} = n \frac{\lambda}{2} - \ell_k - \Delta \ell,$$

где ℓ_k - длина, учитывающая камеру расширения детандера, $\Delta \ell$ - поправка на присоединенную массу. Полученные зависимости подтверждаются экспериментальными данными.

Исследование шума тормозного вентилятора производилось при заглушенном шуме выхлопа. Спектр шума тормозного вентилятора также имеет дискретный характер, значительные составляющие которого, как на всасывании, так и на нагнетании, имеют место в средне- и высокочастотной области ($f = 500$ Гц и выше). Полученные акустические характеристики показали влияние режима работы кондиционера на спектр шума тормозного вентилятора.

При заглушении двух основных источников - шума выхлопа и шума тормозного вентилятора, возрастает удельный вес шума, излучаемого

мого через корпус кондиционера. Исследование корпусного шума свидетельствует о недостаточной звукоизолирующей способности корпусов выпускаемых в настоящее время кондиционеров.

В третьей главе проведено исследование процесса генерации шума кондиционера, изложена методика расчета основных источников шума роторных воздушных кондиционеров.

Особенностью протекания газодинамических явлений в выхлопной части роторного детандера является наличие периодически действующих возмущающих сил, приложенных в процессе выпуска холодного воздуха к воздушной массе, заключенной в выхлопном патрубке. Данные возмущения передаются выхлопным отверстием кондиционера в окружающее пространство, и, располагаясь в области звукового диапазона частот, воспринимаются как интенсивный шум выхлопа.

Рассматривая случай плоского волнового движения в выхлопном патрубке, мы приходим к представлению выхлопного отверстия кондиционера поршневым излучателем. Учитывая частотный диапазон шума выхлопа и ненаправленность излучения акустической энергии выхлопным отверстием, а также геометрические размеры последнего, в настоящей работе доказана возможность замены поршневой диафрагмы сферическим излучателем.

В таком случае каждую составляющую спектра звуковой мощности шума выхлопа можно рассчитать по формуле

$$P_i = \frac{\omega_i^2 \rho W_{mi}^2}{8\pi c}, \quad (I)$$

где ω_i - круговая частота i -ой гармоники, W_{mi} - амплитудное значение переменной i -ой гармоники спектра объемной скорости воздуха через выхлопное отверстие, c - скорость звука в воздухе, ρ - плотность воздуха.

Как видно из формулы (I), для определения спектра звуковой мощности шума выхлопа необходимо прежде всего знать спектр объемной скорости воздуха через выхлопное отверстие. Для нахождения спектра объемной скорости выхлопного воздуха, выходящего из рабочей полости роторного детандера, рассмотрим процесс выпуска газа из полости расширения детандера в выхлопной патрубок. Выпуск происходит из переменного объема рабочей полости детандера с переменным давлением p в выхлопной патрубок с постоянным давлением p_b , равным атмосферному, через выхлопное окно проходного сечения

§ сеч. Рассматривая рабочую полость детандера в процессе выпуска как термодинамическую систему с переменной массой и применив к ней закон сохранения энергии, можно записать:

$$dQ = dU + pdV + dL_{\text{вых}} + dU_{\text{вых}}, \quad (2)$$

где dQ — количество тепла, подводимое к рабочему телу; dU — изменение внутренней энергии газа, pdV — элементарная работа перемещения ведущего ротора детандера; $dL_{\text{вых}} = p v dm_g$ — работа выталкивания выходящего количества газа dm_g ; $dU_{\text{вых}} = u dm_g$ — внутренняя энергия выходящей порции газа.

Принимая изменение состояния газа в рабочей полости детандера адиабатическим, т.е. $dQ = 0$, и используя выражение для энтальпии газа $i = u + pv$, уравнение (2) запишется в виде

$$c_p T dm_g = -c_v d(mT) - pdV, \quad (3)$$

откуда, после некоторых преобразований, получим выражение для объемной скорости:

$$W(t) = -\frac{1}{\rho c^2} [V dp/dt + \kappa \rho dV/dt], \quad (4)$$

где $\kappa = c_p/c_v$ — показатель адиабаты, $c = \sqrt{\kappa RT}$ — скорость звука. Уравнение (4) в общем виде выражает зависимость изменения объемной скорости от параметров воздушной массы и геометрических размеров выпускной системы. В работе доказана применимость данного уравнения для различных машин объемного действия. В роторном детандере объем рабочей полости в процессе выхлопа изменяется по следующей зависимости: $V(\varphi) = V_k - \kappa_v \varphi$, где V_k — объем рабочей полости в конце процесса расширения, κ_v — коэффициент, постоянный для данной схемы детандера (в нашем случае $\kappa_v = V_k/\pi$). Используя приведенную зависимость, уравнение (4) для роторного детандера запишется в виде

$$W(\varphi) = -\frac{\omega}{\rho c^2} [(V_k - \kappa_v \varphi) \frac{dp}{d\varphi} + C_1 p], \quad (5)$$

где постоянная

$$C_1 = -\kappa \kappa_v.$$

Из уравнения (5) следует, что характер изменения объемной скорости выхлопного воздуха полностью определяется величиной давления в рабочей полости детандера $p = p(\varphi)$ и производной $dp/d\varphi$. Зависимость $p = p(\varphi)$ определяется из уравнения выхлопа, которое для роторного детандера запишется в виде

$$\frac{d\pi_1}{d\varphi} + F_1(\varphi) \pi_1 + S_1(\varphi) \pi_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \sqrt{\pi_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} = 0, \quad (6)$$

где $\pi_1 = \frac{p}{p_b}$; $F_1(\varphi) = C_1/(V_k - \kappa_v \varphi)$; $S_1(\varphi) = C_2 \mu h / (V_k - \kappa_v \varphi)$,

где μ и h — соответственно коэффициент истечения и высота выхлопного окна, зависящая от угла поворота роторов φ ; постоянная

$C_2 = \frac{\ell \omega}{\omega} \sqrt{\frac{2}{\pi-1}} \pi g R T_6$; здесь ℓ - длина роторов; T_6 - температура в выхлопном патрубке.

Решение нелинейного уравнения (6), описывающего процесс выхлопа, возможно при преобразовании функции, содержащей искомое давление, к такому виду, при котором это уравнение переходит в линейное. Аппроксимацией $\pi_1^{\frac{\pi-1}{\pi}} \sqrt{\pi_1^{\frac{\pi-1}{\pi}} - 1} = -\gamma + \beta \pi_1$, где β и γ - коэффициенты, которые могут быть найдены с помощью метода наименьших квадратов, уравнение (6) приводится к линейному уравнению

$$d\pi_1/d\varphi + \pi_1 F(\varphi) = S(\varphi), \quad (7)$$

$$\text{где } F(\varphi) = F_1(\varphi) + S_1(\varphi)\beta; \quad S(\varphi) = \gamma S_1(\varphi). \quad (8)$$

Решение обыкновенного линейного дифференциального уравнения I-го порядка (7) имеет вид

$$\pi_1 = \left\{ \int S(\varphi) \exp \left[\int F(\varphi) d\varphi \right] d\varphi \right\} \exp \left[- \int F(\varphi) d\varphi \right].$$

Уравнение (5) для объемной скорости выхлопного газа можно преобразовать с учетом выражений (7) и (8), после чего окончательно имеем

$$W(\varphi) = C_2 \mu h \omega p_6 (\gamma - \beta \pi_1) / \rho c^2. \quad (9)$$

Полученное уравнение (9) может быть решено графическим или численным методом. Решая уравнение в пределах от $\varphi = 0$ до текущего значения ($\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и т.д.) можно получить значение объемной скорости при соответствующих углах поворота. Результаты расчетов свидетельствуют о неравномерном характере процесса выхлопа. В начальные моменты открытия выхлопного окна детандера происходит резкое возрастание объемной скорости и затем такой же резкий спад, после чего изменение объемной скорости $W(\varphi)$ имеет плавный характер. Кривая $W(\varphi)$ представляет собой единичный импульс объемной скорости, имеющий ярко выраженную одностороннюю форму, которая обуславливает возникновение резких звуковых импульсов, воспринимаемых как интенсивный шум выхлопа.

Получив зависимость изменения объемной скорости выхлопного газа $W(\varphi)$ можно перейти к расчету спектра уровней звуковой мощности. Разложением функции $W(\varphi)$ в ряд Фурье методами практического гармонического анализа получаем спектр объемной скорости и, главным образом, амплитудные составляющие W_{mi} каждой гармоники, позволяющие рассчитать звуковую мощность P_i по формуле (1), а затем и спектр уровней шума выхлопа.

Аналитическое определение спектров шума выхлопа, проведенное на ЭВМ М-222, с последующей экспериментальной проверкой результа-

тов, показало удовлетворительную точность предлагаемой методики расчета шума выхлопа кондиционера.

Использование в процессе эксплуатации кондиционера выхлопного трубопровода вызвало необходимость рассмотрения вопросов, связанных с распространением шума в выхлопном трубопроводе и определения передаточной характеристики трубопровода.

Появление аэродинамического шума тормозного вентилятора вызывает колебательные процессы аэродинамического происхождения. В рефрижеруемой работе даются основные расчетные формулы для определения ожидаемого шума тормозного вентилятора, даются рассчитанные значения отвлеченного уровня шума.

Четвертая глава посвящена исследованию по созданию средств шумоглушения роторных воздушных кондиционеров.

Задача снижения шума кондиционеров потребовала применения как методов борьбы с шумом в самом источнике в результате внесения конструктивных изменений, так и методов снижения шума на пути его распространения.

Одним из конструктивных решений, приводящих к снижению шума выхлопа, является выполнение в выхлопной части роторного детандера выпускной канавки. Расчетные и экспериментальные данные обосновали явление положительного влияния выпускной канавки на уменьшение шума выхлопа. В работе рассмотрены и другие мероприятия, позволяющие снизить шум в источнике возникновения.

Однако применение одних только методов борьбы в источнике не позволяет достичь требуемого снижения шума кондиционера. Это обстоятельство потребовало использования методов снижения шума на пути его распространения с помощью шумоглушащих устройств. В связи с этим было проведено экспериментальное исследование различных конструкций глушителей применительно к воздушным кондиционерам.

Для снижения шума выхлопа наиболее рациональным является использование реактивных глушителей. Выбор этих глушителей обусловлен дискретным характером спектра, а также спецификой работы роторного детандера. Эффективное снижение шума тормозного вентилятора возможно с помощью глушителей активного типа.

Для уменьшения шума выхлопа в низкочастотной области спектра (80-160 Гц), оказалось эффективным использование четвертьволновых резонаторных отростков. Одиночный четвертьволновый резонатор обладает изобретательным заглушением. На экспериментальной

установке проводилось исследование влияния различных параметров резонаторных отростков и взаимного расположения на их эффективность с целью выравнивания частотной характеристики и достижения высокого заглушения в широком диапазоне частот.

В диссертации приводятся результаты испытаний активных глушителей для снижения шума тормозного вентилятора, содержащих внутреннюю звукопоглощающую вставку и продольные лопатки-пластины. Исследовалось влияние числа лопаток, их толщины на эффект установки глушителя.

В результате проведенных исследований разработаны два варианта глушителей шума воздушных кондиционеров. По первому варианту снижение шума выхлопа достигается применением двух глушителей - низкочастотного в виде четвертьволнового резонатора с двумя отростками и высокочастотного в виде комбинации кольцевых резонаторов. Совместное действие двух глушителей создавало большое заглушение (до 35 дБ) во всем диапазоне шума выхлопа. Снижение шума тормозного вентилятора достигается использованием активного глушителя со звукопоглощающими пластинами.

Согласно второму варианту предусматривается использование глушителя новой конструкции, представляющей собой комбинацию глушителей выхлопа и тормозного вентилятора.

Разработанные глушители прошли лабораторные и промышленные испытания. Габариты разработанных глушителей вдвое меньше заводских глушителей. При этом акустическая эффективность разработанных глушителей превышает эффективность заводских во всем диапазоне частот. Шахтные испытания кондиционера с разработанными глушителями показали, что при установке кондиционера на расстоянии 15 м от груди забоя шум его удовлетворяет нормам, в то время как заводские глушители обеспечивают нормативные требования лишь на расстоянии 60 м. Уменьшение расстояния от груди забоя до кондиционера с 60 м до 15 м позволяет уменьшить необходимую холодопроизводительность, при этом затраты на кондиционирование снижаются на 30-40%.

Разработанные по второму варианту глушители шума приняты межведомственной комиссией к внедрению для оснащения роторных воздушных кондиционеров типа РВК-1.

ВЫВОДЫ.

1. Проведенные натурные исследования шума роторных воздушных кондиционеров в шахтных условиях позволили определить уровни шума на рабочих местах шахтеров, выявить зависимость между тепловым состоянием в забое и шумовыми характеристиками кондиционеров.

2. Роторный воздушный кондиционер является источником интенсивного шума, существенно превышающего санитарные нормы, вследствие чего кондиционер устанавливается на значительном расстоянии от груди забоя (до 60 м), что приводит к потерям вырабатываемого кондиционером холода. Применяемые заводские глушители не обеспечивают необходимого снижения шума, создают значительные гидравлические сопротивления, громоздки и неудобны в эксплуатации.

3. Создан экспериментальный стенд, предназначенный для комплексных исследований роторных кондиционеров, включающих в себя разделение источников шума, определение их шумовых характеристик, проведение теплотехнических и акустических измерений, выявление зависимости шумоизлучения от режима работы кондиционера и его конструктивных параметров.

4. Основными источниками шума кондиционера являются роторный детандер, создающий интенсивный шум выхлопа, и тормозной вентилятор кондиционера. При заглушении этих главных источников возрастает удельный вес шума, излучаемого через корпус кондиционера.

Наиболее мощным источником является шум выхлопа роторного детандера. Спектр шума выхлопа имеет дискретный характер с преобладанием низкочастотных составляющих.

5. Доказана возможность представления выхлопного отверстия роторного детандера эквивалентным сферическим излучателем и установлена аналитическая связь спектра объемной скорости выхлопного воздуха с характеристиками среды в рабочих полостях детандера и его конструктивными параметрами.

6. Разработана методика расчета шума выхлопа роторного кондиционера, исследованы процессы генерации, распространения и излучения шума выхлопа. Предложенная методика расчета позволяет определить спектр ожидаемого шума еще на стадии проектирования роторных кондиционеров. Экспериментальная проверка разработанной методики показала ее достаточную надежность.

7. Получены экспериментальные зависимости влияния различных конструктивных параметров реактивных и активных глушителей на их акустическую эффективность. На основе проведенных исследований разработаны два варианта глушителей шума кондиционеров, один из которых принят к внедрению на кондиционерах РВК-1.

8. Установка разработанных глушителей позволила снизить шум кондиционера до санитарных норм. Внедрение созданных шумоглушащих конструкций позволит на 30-40% снизить затраты, связанные с эксплуатацией роторных воздушных кондиционеров.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Айрбабамян С.А., Терехин А.С. "Методы снижения шума шахтных кондиционеров. Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического семинара "Методы и средства снижения вибрации и шума на горных предприятиях цветной металлургии". Цветметинформация, М., 1974.
2. Айрбабамян С.А., Терехин А.С. Исследование шума воздушного кондиционера. Тезисы Всесоюзной межвузовской конференции "Проблемы охраны труда". Казань, 1974.
3. Айрбабамян С.А., Дмитриев Ю.В. Анализ частотных диапазонов акустического сопротивления машин. "Известия вузов. Машиностроение", № 3, 1975.
4. Айрбабамян С.А., Терехин А.С. Снижение шума выхлопа шахтных воздушных кондиционеров. "Горный журнал", № 3, 1975.
5. Айрбабамян С.А., Терехин А.С. Расчет шума выхлопа воздушного кондиционера с расширительной машиной. "Известия вузов. Машиностроение", № 4, 1975.