

## АКУСТИКО-АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В КРУПНОПОРИСТЫХ МОДУЛЯХ ШУМОГЛУШИТЕЛЕЙ ПАРОВЫХ СБРОСОВ ТЭС

© 2025 г. Ю. Г. Сухоруков<sup>а</sup>, \*, Е. О. Тасс<sup>а</sup>, Л. Р. Яблоник<sup>а</sup>

<sup>а</sup> Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова (НПО ЦКТИ), Атаманская ул., д. 3/6, Санкт-Петербург, 191167 Россия

\*e-mail: teploobmen@ckti.ru

Поступила в редакцию 12.09.2024 г.

После доработки 04.10.2024 г.

Принята к публикации 30.10.2024 г.

Сбросы пара тепловых электростанций (ТЭС) в атмосферу входят в число наиболее мощных генераторов техногенного шума. Защита от шума сбросов пара высокого давления шумоглушителями в общем случае включает в себя организацию малощумного дросселирования и установку звукопоглощающих элементов. Сравнительная эффективность дросселирующих и звукопоглощающих компонентов глушителя зависит от локализации и производительности физических источников шума, которые определяются режимными и геометрическими параметрами сбросного трубопровода. Применение крупнопористых модулей в шумоглушителях сброса пара вызывает значительный интерес в силу их относительной простоты и функциональности. Такие модули могут использоваться в качестве непрерывных дроссельных устройств и обладают, кроме того, определенными звукопоглощающими свойствами. Выполнен анализ аэродинамических и акустических свойств крупнопористых модулей в составе глушителей шума паровых сбросов ТЭС. Рассмотрены основные источники шума паровых сбросов ТЭС и сформулированы аналитические зависимости для сопоставления их мощностей. Исходя из проведенных оценок предложены методы защиты от шума сбросов пара, базирующиеся на использовании шумоглушителей с крупнопористыми модулями. При обсуждении вопросов аэродинамики непрерывного дросселирования газовой среды в крупнопористых каналах различной формы показана практическая важность правильного профилирования каналов в увязке с характерными размерами пор. Выполнены оценки звукопоглощения в крупнопористой среде. Даны рекомендации по формированию крупнопористых модулей глушителей, представлены методы расчетного определения их эффективности при решении задач защиты от шума, возникающего при сбросах пара высокого давления в атмосферу.

**Ключевые слова:** паровые сбросы ТЭС, шумоглушители, крупнопористые модули, источники шума, дросселирование, дроссельный канал, звукопоглощение, пористость, кольца Рашига, профилирование

**DOI:** 10.56304/S0040363624700760

Для современных методов и средств защиты от шума энергетического оборудования свойственна высокая степень обоснованности применяемых технических решений. Характеристики шумозащитных конструкций все чаще выбираются исходя из результатов детального анализа физических процессов генерации и подавления шума, заметную роль в котором играет компьютерное моделирование. Полученные данные позволяют оптимизировать состав шумозащитных элементов и выбирать их параметры, обеспечивающие требуемые шумовые показатели. Значительное внимание уделяется исследованиям в области защиты от шума сбросов в атмосферу газообразных сред высокого давления, являющихся наиболее мощными техногенными акустическими источ-

никами. Анализ соответствующих средств шумозащиты распространяется как на отдельные элементы глушителей [1–4], так и на конструкции в целом [5, 6].

В этой связи применение крупнопористых сетчатых и засыпных модулей в системах глушения шума паровых и газовых сбросов заслуживает особого внимания. С одной стороны, к настоящему времени накоплены определенные теоретические и экспериментальные результаты по гидродинамике [5, 7, 8] таких модулей, ориентированные на их использование в самых различных аппаратах и устройствах. Кроме того, интенсивно разрабатывается общая теория взаимодействия пористых сред со звуковыми волнами, применяемая, в частности, при решении задачи звукоизоляции [9–11].

С другой стороны, привлекательное в силу относительной простоты практической реализации использование крупнопористых рабочих блоков глушителей шума обычно основывается лишь на предшествующем опыте и самых общих физических представлениях о происходящих в этих элементах аэрогидродинамических и акустических процессах. В связи с этим эффективность указанных технических решений ограничена и нет гарантий того, что требуемые показатели шумоглушения будут достигнуты.

В данной работе подробно проанализированы аэродинамические и акустические свойства крупнопористых модулей применительно к задаче глушения шума паровых сбросов ТЭС. Рассмотрены вопросы непрерывного дросселирования газовой среды в крупнопористых каналах различной формы и выполнены оценки вязкотермического поглощения звука, распространяющегося по таким каналам от акустических источников во внешнее пространство.

#### ИСТОЧНИКИ ШУМА ПАРОВЫХ СБРОСОВ ТЭС

Как известно [1, 5], в общем случае эффективность шумоглушителей паровых и газовых сбросов обеспечивается решением двух технических задач, первая из которых состоит в подавлении источников аэродинамической генерации шума, а вторая – в воспрепятствовании распространению генерируемого шума в атмосферу. При этом крупнопористые модули могут, в принципе, выполнять две соответствующие функции. При решении первой задачи модуль предназначается для малозумного дросселирования пара (газа), при решении второй – для звукопоглощения и частичного отражения звука в сторону источника.

Выбор способа применения крупнопористых модулей и, соответственно, определение их требуемых параметров должны основываться прежде всего на представлении об источниках шума, которые возникают из-за интенсивных турбулентных пульсаций на участках высокоскоростного течения. В отсутствие шумоглушителей обычно существуют по меньшей мере две зоны повышенных скоростей, генерирующих шум в выпускном трубопроводе [3, 5, 6, 12, 13]. Первая находится непосредственно за внутренним элементом – ограничителем расхода сбрасываемой среды (дроссельной шайбой, клапаном и т.д.), где формируется развитое турбулентное течение, характерная скорость которого определяется срабатываемым на этом элементе перепадом давления. Вследствие ограниченности диаметра выпускной трубы давление за ограничителем расхода остается выше атмосферного и окончательное расширение среды (срабатывание перепада) осуществляется в свободной струе за выходным сечением трубопровода. Струйное течение на выходе из

трубы формирует вторую зону генерации шума при сбросе газообразной среды в атмосферу.

Количественные оценки относительной роли указанных источников могут быть выполнены в рамках одномерной модели течения газа с постоянной теплоемкостью [2, 12]. Если предположить, что потери трения на участке трубопровода от ограничителя расхода (называемого в дальнейшем клапаном) до выходного сечения незначительны, то при условии постоянства расхода можно записать соотношение

$$q(\pi_{cl}) = f_p \pi_{cl} q\left(\frac{\pi_0}{\pi_{cl}}\right), \quad (1)$$

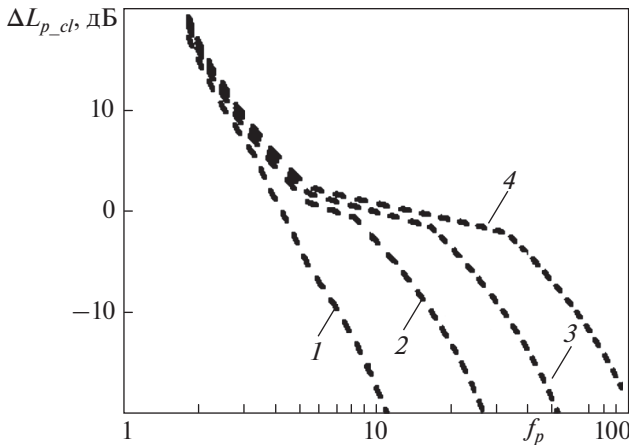
связывающее газодинамические функции  $q(\pi_{cl})$ ,  $\pi_{cl} = p_{cl}/p_0$  и  $\pi_0 = p_a/p_0$  с относительной площадью  $f_p = F_p/F_{cl}$ , где  $p_0, p_{cl}$  – давление перед клапаном и после него;  $p_a$  – атмосферное давление;  $F_{cl}, F_p$  – эффективная площадь проходного сечения клапана и выходного сечения трубы ( $cl$  – от англ. current limiter,  $p$  – от англ. pipe,  $a$  – от англ. atmosphere).

Газодинамические функции  $\pi_{cl}$  и  $\pi_p = \pi_0/\pi_{cl}$  однозначно связаны с характерными числами Маха  $M_{cl}$  и  $M_p$  струйных потоков соответственно за клапаном и выходным сечением выхлопной трубопровода. Поскольку эти течения носят струйный характер, в качестве зависящего от числа Маха “акустического КПД” каждого из источников принимается стандартная зависимость из [2] для турбулентной струи. Таким образом, в конечном счете равенство (1) приводит к соотношению между мощностью внутреннего шума, генерируемого в зоне клапана, и мощностью шума выхлопной струи. Параметрами этого соотношения являются давление перед клапаном  $p_0$  и относительная эффективная проходная площадь трубы  $f_p$ .

Результаты соответствующих расчетов применительно к сбросу сухого пара при  $k = 1.3$  (здесь  $k$  – показатель изоэнтропы) иллюстрируются зависимостями разности  $\Delta L_{p-cl}$  между звуковой мощностью выхлопной струи  $W_p$  и мощностью потока за внутренним клапаном  $W_{cl}$  (рис. 1):

$$\Delta L_{p-cl} = 10 \lg \left( \frac{W_p}{W_{cl}} \right). \quad (2)$$

Приведенные зависимости показывают, что выхлопная струя представляет собой основной источник шума лишь при весьма малых значениях относительной площади  $f_p < 3.5$ . При больших перепадах давления существует обширная зона относительных площадей, в которых звуковые мощности клапана и струи сопоставимы, а при  $f_p > 80$  шум, генерируемый выхлопной струей, оказывается относительно невысоким.



**Рис. 1.** Зависимость параметра  $\Delta L_{p-cl}$  от относительной площади  $f_p$  выхлопного трубопровода.  
 $p_0$ , МПа: 1 – 2; 2 – 5; 3 – 10; 4 – 20

Необходимо отметить, что представленные интегральные оценки относительной интенсивности рассматриваемых акустических источников могут несколько отличаться от соответствующих показателей в звуковом диапазоне частот с частотной коррекцией А, используемой при нормировании шума. Последние зависят от частотных составляющих шума источников, определяемых размерными параметрами задачи. Практические расчеты показывают, что применительно к параметрам паровых сбросов ТЭС учет частотной ограниченности звукового диапазона и коррекции А обычно приводит к возрастанию относительной роли шума, генерируемого выхлопной струей.

### ДРОССЕЛИРОВАНИЕ В КРУПНОПОРИСТОМ КАНАЛЕ

Применение крупнопористых блоков в качестве элементов малозумного дросселирования предназначено главным образом для решения первой из обозначенных ранее задач – подавления шума выхлопной струи. Попутно существует возможность несколько снизить уровень генерации шума внутреннего источника благодаря формированию допустимого подпора давления и соответствующему уменьшению скоростей потока в выхлопном трубопроводе.

Канал, заполненный крупнопористым материалом, можно рассматривать как многоступенчатое дроссельное устройство. При этом, в отличие от классических линейных пористых сред, состояние крупнопористой структуры определяется квадратичной зависимостью гидродинамического сопротивления от скорости течения [5, 8]. В одномерной постановке соответствующее соотношение может быть представлено в виде

$$\frac{dp}{dH} = -\zeta_{con} \frac{\rho V_0^2}{2}, \quad (3)$$

где  $p, \rho$  – характерные текущие давление и плотность пара (газа), в качестве которых могут быть приняты соответствующие параметры изоэнтропийно заторможенного потока;  $V_0$  – среднерасходная скорость рабочего тела;  $d\bar{H}$  – приращение безразмерной продольной координаты  $H$  в направлении течения, отнесенное к характерному размеру поры  $D_{char}$  (char – от англ. characteristic);  $\zeta_{con}$  – континуальный коэффициент сопротивления, который в актуальном диапазоне чисел Рейнольдса практически зависит лишь от строения пористой среды (con – от англ. continual).

Фактические значения скоростей и давлений в решающей мере определяются формой и размерами пористого канала, задаваемыми зависимостью площади поперечного сечения  $S$  от  $\bar{H}$ . В силу (3) для эффективного дросселирования изменение площади  $S$  по ходу потока должно способствовать поддержанию относительно высокой, близкой к предельной, среднерасходной скорости  $V_0$  на всем его протяжении. При этом требуется, чтобы при полной относительной протяженности  $\bar{H}_0$  канала обеспечивалось снижение полного давления от заданного начального  $p_i$  ( $i$  – от англ. initial) до выходного  $p_e$  ( $e$  – от англ. exit), близкого к атмосферному. Оценки, опирающиеся на соотношение (3), показывают [1, 5], что постоянная скорость реализуется при экспоненциальном росте проходной площади крупнопористого канала по ходу потока

$$S/S_e = (p_i/p_e)^{\bar{H}/\bar{H}_0} \quad (4)$$

с отношением  $s_0 = S_i/S_e$  площадей входного  $S_i$  и выходного  $S_e$  сечений, равным значению отношения  $p_e/p_i$ .

В каналах других форм возможно существенное увеличение их расчетной протяженности для срабатывания заданного перепада (полных) давлений. В качестве примера можно рассмотреть каналы с линейным ростом площади по ходу потока:

$$S/S_e = s_0 + \frac{\bar{H}}{\bar{H}_0}(1 - s_0). \quad (5)$$

Если площади  $S_e$  выходных сечений всех сравниваемых каналов, включая экспоненциальный канал (4), одинаковы и в этих сечениях достигается одинаковое полное давление  $p_e$  при среднерасходной скорости  $V_0$ , то, соответственно, расходы также одинаковы, а заданное значение срабатываемого перепада  $p_e/p_i$  обеспечивается необходимой длиной дросселирующего канала. Рассматриваемые значения отношения  $s_0$  входных/выходных площадей линейных каналов находятся в диапазоне

$$\frac{p_e}{p_i} \leq s_0 \leq 1.$$

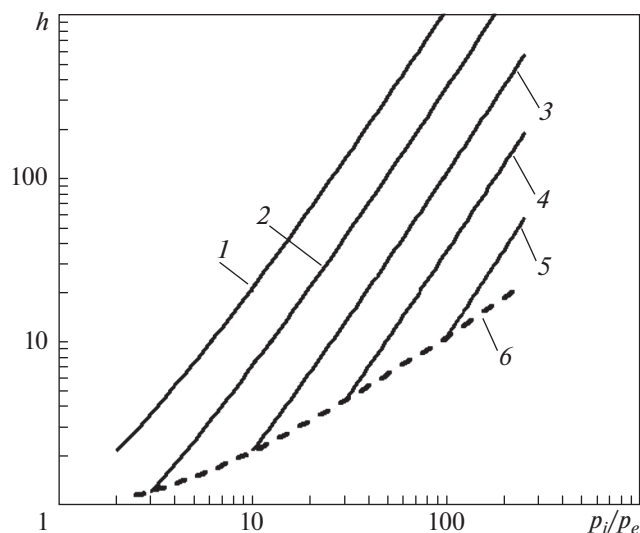


Рис. 2. Относительная длина  $h$  линейных дроссельных каналов (5) в зависимости от срабатываемого перепада давлений  $p_i/p_e$ .

$1/s_0$ : 1 – 100; 2 – 30; 3 – 10; 4 – 3; 5 – 1; 6 –  $p_i/p_e$

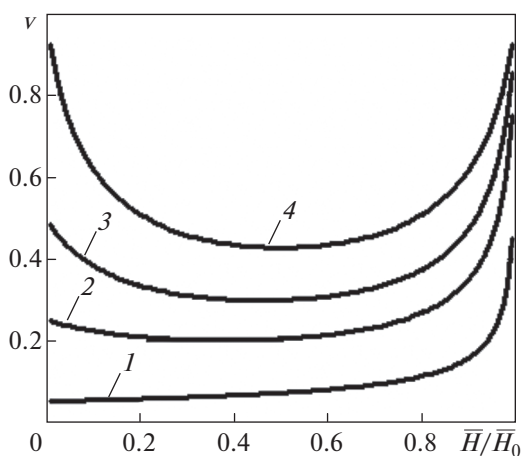


Рис. 3. Распределения безразмерных скоростей  $v$  вдоль линейных дроссельных каналов при  $p_i/p_e = 20$ .

$1/s_0$ : 1 – 1; 2 – 5; 3 – 10; 4 – 20

Расчетные значения необходимой протяженности линейных дроссельных каналов (5), характеризующей отношением  $h$  их длины к соответствующей длине экспоненциального канала (4), продемонстрированы на рис. 2. Графические зависимости показывают, что рассматриваемый показатель находится на уровне одного-двух порядков. Это свидетельствует о весьма малой эффективности дросселирования в линейных каналах, проявляющейся даже при том же отношении площадей  $s_0 = \frac{P_e}{P_i}$ , что и в экспоненциальном канале.

Причина отмеченной низкой эффективности заключается в существовании обширных участков относительно малой скорости, на которых со-

гласно (2) снижение давления незначительно. В качестве примера на рис. 3 показаны распределения безразмерной скорости  $v = V_0/V_{0e}$  (здесь  $V_{0e}$  – среднерасходная скорость в выходном сечении) по длине линейных каналов (5) при перепаде  $p_i/p_e = 20$ . Линия 1, в частности, демонстрирует, что в канале постоянного сечения процесс дросселирования затрагивает лишь зону, непосредственно примыкающую к выходному сечению, которая работает как одиночная дроссельная решетка.

Необходимо отметить, что для практической реализации эффективных дроссельных крупнопористых блоков имеется ряд существенных ограничений. Так, для адекватности модели пористой среды и несущественности граничных эффектов характерный размер пор должен быть значительно меньше характерных размеров модуля. При этом для сохранения равномерного распределения скоростей по поперечным сечениям коэффициент сопротивления  $\zeta_{con}$  в совокупности с характерным размером пор должны обеспечивать достаточно медленное раскрытие пористого канала. Следует также учитывать, что среднерасходная скорость  $V_0$  не может превышать предельного значения, которое устанавливается при достижении критических значений в минимальных просветах между порами. Одна из основных проблем состоит в отсутствии стандартных пористых элементов с фиксированными аэрогидродинамическими характеристиками. Дроссельные пористые структуры формируются непосредственно в глушителях, при этом их фактические значимые параметры существенно зависят от трудно контролируемых технологических факторов. В некоторых случаях возникают вопросы по массогабаритным характеристикам модуля.

Решение указанных проблем связано как с совершенствованием расчетных методов и отработкой технологии сборки модуля, так и с применением каналов с возрастающим по ходу потока характерным размером пор  $D_{char}$ . В этой связи необходимо указать, что все представленные соотношения, в которых имеется параметр  $\bar{H}$ , остаются справедливыми и при переменном размере пор, при этом соответствующие размерные линейные масштабы определяются интегралами

$$H = \int_0^{\bar{H}} D_{char}(h) dh.$$

Важным фактором является правильный выбор пористости материала  $\varepsilon$  (т.е. отношение объема пор к общему объему материала), которая должна быть не слишком мала. Так, основанные на данных [7, 8, 14] расчеты показывают, что замена в засыпном модуле сферических зерен пористостью  $\varepsilon \approx 0.38$  кольцами Рашига ( $\varepsilon \approx 0.93$ ) того же размера приводит к снижению  $\zeta_{con}$  примерно в 5 раз. При этом объемная плотность пористой

среды снижается более чем в 9 раз. Соответственно, масса слоя, срабатывающего заданный перепад при тех же скоростях, снижается почти в 2 раза. Кроме того, при использовании материала, обладающего относительно высокой пористостью, увеличивается пропускная способность пористого канала при повышении  $V_0$ , что позволяет дополнительно снизить массу и габариты дросельного модуля.

К настоящему времени в НПО ЦКТИ накоплен позитивный опыт применения колец Рашига в формировании крупнопористых дросельных модулей шумоглушителей паровых сбросов ТЭС.

Предельная эффективность дросельного модуля может быть приближенно определена соотношением исходной суммарной мощности генерируемого шума  $W_p + W_{cl}$  и минимизированной мощностью шума в зоне клапана  $W_{cl}^{min}$ . Полагая, что допустимый подпор ограничен в связи с необходимостью сохранения задаваемого клапаном массового расхода, можно приближенно считать, что значение  $W_{cl}^{min}$  достигается при критическом перепаде на клапан  $\pi_{cl} = \pi_{cr}$  ( $cr$  – от англ. critical), при котором  $M_{cl} = 1$ . При этом предельное снижение мощности генерируемого шума

$$\delta L_{ef} = 10 \lg \left( \frac{W_p + W_{cl}}{W_{cl}^{min}} \right)$$

( $ef$  – от англ. effective) оценивается аналогично (2) в зависимости от перепада  $\pi_0$  и относительной площади  $f_p$ .

Результаты расчетов (рис. 4) показывают, что при типичных начальных давлениях использование крупнопористого дросельного модуля может привести к снижению мощности генерируемого шума примерно на 20 дБ. Здесь, так же как и при рассмотрении результатов, показанных на рис. 2, следует учитывать, что представленная интегральная оценка получена в предположении суммирования вкладов всех частотных составляющих с одинаковыми весовыми коэффициентами. При учете фактической ограниченности звукового диапазона и частотной коррекции  $A$ , требующего задания конкретных значений размерных параметров,  $\delta L_{ef}$  при паровых сбросах ТЭС может заметно возрастать и принимать значения более 30 дБА. В силу многообразия режимных и геометрических факторов паровых сбросов общая формулировка условий такого возрастания трудно осуществима. Учет коррекции  $A$  производится на базе представленных соотношений для каждой частоты с использованием универсальных частотных характеристик шума струй [2]. Расчеты показывают, что рост  $\delta L_{ef}$  в полосе  $A$  может быть, в частности, связан с высокочастотным характером шума клапана, при котором значительная часть генерируемой им акустической энергии выходит за пределы звукового диапазона. Представленный на

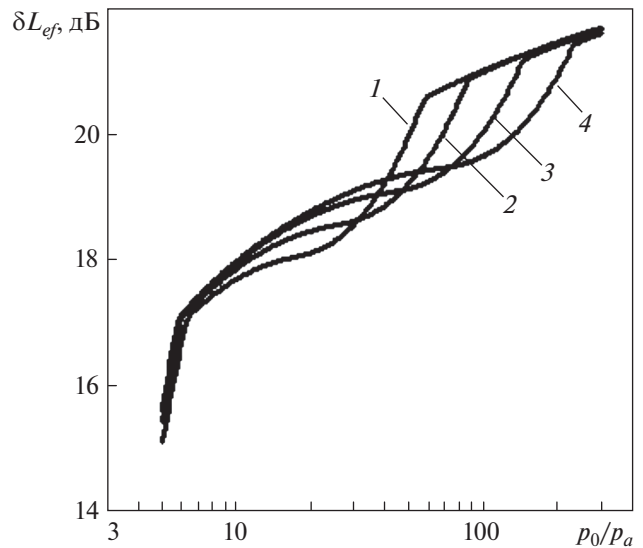


Рис. 4. Зависимость предельной эффективности крупнопористого дросельного блока от начального давления.  
 $f_p$ : 1 – 10; 2 – 15; 3 – 30; 4 – 50

рис. 4 параметр  $\delta L_{ef}$  отражает предельное снижение мощности только генерируемого шума и никак не связан с дополнительными эффектами звукопоглощения.

### ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЕ В КРУПНОПОРИСТЫХ МОДУЛЯХ

Известно [10, 11], что пористые материалы представляют собой эффективный поглотитель звука. Поэтому естественно попытаться определить характеристики снижения интенсивности шума акустических источников по ходу распространения звуковых волн через крупнопористую среду в окружающее пространство.

Оценки показателей эффективности звукопоглощения в крупнопористых блоках шумоглушителя могут быть выполнены на базе общих положений теории распространения звука в пористых средах. Согласно существующим представлениям [9, 11], акустические свойства однородной пористой среды с недеформируемым каркасом определяются зависящими от частоты комплексными параметрами, в качестве которых могут выступать динамическая плотность  $\rho_f$  и динамический модуль объемного сжатия  $K_f$  ( $f$  – от англ. fluid) насыщающего поры пара (газа). Эквивалентным и часто используемым вариантом может быть задание частотных зависимостей волнового сопротивления (характеристического импеданса)  $w_f$  и постоянной распространения  $\gamma_f$  звуковых волн [11], которые связаны с  $\rho_f$  и  $K_f$  соотношениями

$$\gamma_f = i \sqrt{\frac{K_f}{\rho_f}}; \quad w_f = \sqrt{K_f \rho_f}, \quad (6)$$

где  $i$  – мнимая единица.

Применительно к крупнопористым средам характерные масштабы пор  $D_{char}$  практически во всем актуальном диапазоне угловых частот  $\omega$  значительно превышают толщину акустического пограничного слоя  $\delta$ :

$$\delta = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\rho}}, \quad (7)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости.

При этом в рамках модели совершенного газа с постоянными теплоемкостями частотные зависимости для  $\rho_f$  и  $K_f$  представляются в виде

$$\rho_f = \alpha_\infty \rho \left[ 1 + (1-i) \frac{\delta}{\Lambda} \right]; \quad (8)$$

$$K_f = \frac{kp}{k - (k-1) \left[ 1 - (1-i) \frac{\delta}{\Lambda \sqrt{\text{Pr}}} \right]}, \quad (9)$$

где  $\alpha_\infty$  – извилистость;  $\Lambda, \Lambda'$  – вязкий и термический масштабы пор, удовлетворяющие условиям

$$\Lambda \gg \delta; \quad \Lambda' \gg \delta; \quad (10)$$

$\text{Pr}$  – число Прандтля.

Звукопоглощение определяется действительной частью постоянной распространения  $\gamma_f$ , которая в соответствии с (6)–(10) оценивается по выражению

$$\text{Re}(\gamma_f) = \frac{1}{c} \sqrt{\frac{\alpha_\infty \omega v}{2}} \left( \frac{1}{\Lambda} + \frac{k-1}{\Lambda \sqrt{\text{Pr}}} \right), \quad (11)$$

где  $\text{Re}$  – число Рейнольдса;  $c$  – скорость звука;  $v$  – кинематический коэффициент вязкости.

Соответствующее снижение уровня шума  $\Delta L$  в слое протяженностью  $H_0$  можно вычислить по формуле

$$\Delta L = A \frac{\sqrt{\omega v} H_0}{c D_h}, \quad (12)$$

где

$$A = 20 \lg e \sqrt{\frac{\alpha_\infty}{2}} \left( \frac{\Lambda'}{\Lambda} + \frac{k-1}{\sqrt{\text{Pr}}} \right); \quad (13)$$

$$D_h = 2\Lambda' \quad (14)$$

– гидравлический диаметр пористой среды ( $h$  – от англ. hydraulic) [7, 14].

Соотношения (11), (12) демонстрируют известный [15, 16] факт, что уровни вязкотермического звукопоглощения пропорциональны корню квадратному из частоты. Более того, если принять  $\alpha_\infty = 1$  и  $\Lambda = \Lambda' = R$  (здесь  $R$  – радиус трубы), то зависимость (11) будет полностью совпадать с классической формулой [16] для вяз-

котермического затухания звука в трубе. Применительно к поглощению звука в крупнопористой среде оценка снижения шума сводится к определению структурных параметров  $\alpha_\infty$  и  $\Lambda'/\Lambda$ .

Параметр  $\alpha_\infty$  отражает кажущееся увеличение плотности насыщающей среды, связанное с повышенными локальными скоростями в порах по сравнению со средними значениями при звуковых колебаниях. Для конкретных пористых сред данный параметр может быть определен как экспериментально, так и теоретически [9]. Для звукопоглощающих материалов большой пористости ( $\epsilon \geq 0.95$ ) его значение, как правило, не превышает 1.15. Тер-

мический масштабный коэффициент  $\frac{1}{\Lambda'}$  определяется по соотношению

$$\frac{1}{\Lambda'} = \frac{1}{2} \frac{\int dS}{\int_{V_{por}} dV_{por}},$$

где  $V_{por}$  – объем пор.

Аналогично для вязкого масштаба  $\Lambda$  можно записать

$$\frac{1}{\Lambda} = \frac{1}{2} \frac{\int V_i^2 dS}{\int_{V_{por}} V_i^2 dV_{por}},$$

где  $V_i^2$  – весовой коэффициент, равный квадрату местной скорости при стационарном течении идеальной жидкости.

Значение  $\Lambda'$  всегда несколько превышает  $\Lambda$ . Поскольку для газов  $\text{Pr} \approx 1$ , а  $k < 2$ , то, в соответствии с (14), это означает, что в рамках рассматриваемой модели вязкий механизм превалирует в процессе поглощения звука. Кроме того, в соответствии с принципами подобия параметры  $\Lambda$  и  $\Lambda'$  пропорциональны характерному размеру пор  $D_{char}$ .

Некоторые количественные оценки параметров  $\sqrt{\alpha_\infty}$  и  $\Lambda'/\Lambda$ , определяющих значение  $A$  в (13), могут быть выполнены при рассмотрении упрощенной модели пористого материала, поры которого состоят из цилиндров, расположенных в периодической последовательности (рис. 5). Указанные на рисунке размеры  $b, t$  и  $z$  отнесены к характерному диаметру поры  $D_{por}$ . Согласно [9] выражение для извилистости  $\alpha_\infty$  такой поры можно представить в виде

$$\alpha_\infty = \frac{[\beta + (1-\beta)(1-2z)^2][\beta(1-2z)^2 + (1-\beta)]}{(1-2z)^2},$$

где  $\beta = b/t$ .

Второй входящий в (13) структурный параметр может быть представлен соотношением

$$\frac{\Lambda'}{\Lambda} = \frac{[1 - 4\beta z(1 - z)][1 - 2z(1 - \beta)]}{(1 - 2z)(1 - 2\beta z)}$$

Модельные параметры эффективности удобно рассматривать в терминах пористости

$$\varepsilon = 1 - 4\beta z(1 - z)$$

и относительной проходной площади минимального сечения  $\psi$ , характеризующей пропускную способность поры,

$$\psi = (1 - 2z)^2$$

Задание этих параметров однозначно определяет значения  $\beta$  и  $z$ , причем, поскольку  $\beta \leq 1$ , значение  $\psi$  не может превышать  $\varepsilon$ . Результаты расчетов по представленным соотношениям, в графическом виде приведены на рис. 5. Они свидетельствуют о том, что при не очень малых значениях  $\psi$ , соответствующих относительно небольшому аэродинамическому сопротивлению звукопоглощающего модуля, значения структурных параметров  $\sqrt{\alpha_\infty}$  и  $\Lambda'/\Lambda$  мало отличаются от единицы.

Естественно предполагать, что влияние пористости и минимального относительного просвета на параметры звукопоглощения в реальных пористых средах будет аналогично таковому в приведенном модельном примере. В частности, для засыпного блока со сферическими зернами при  $\varepsilon \approx 0.38$ ,  $\psi \approx 0.16$  [8] получено:  $\sqrt{\alpha_\infty} = 1.36$ ,  $\Lambda'/\Lambda = 1.44$ . Применительно к пористой среде на базе колец Рашига с тем же значением  $\psi$  вычисления приводят к значениям  $\sqrt{\alpha_\infty} = 1.16$  и  $\Lambda'/\Lambda = 1.10$ .

Одно из следствий соотношения (12) состоит в пропорциональности показателя  $\Delta L$  корню квадратному из кинематического коэффициента вязкости сбрасываемого пара (газа). По сути, это означает, что увеличение давления сбрасываемой среды способно привести к заметному снижению звукопоглощения. Конкретные расчеты, основанные на полученных соотношениях (12)–(14) и оценочных значениях структурных параметров, показывают, что практически значимое вязкотермическое звукопоглощение в крупнопористом блоке глушителя может быть достигнуто введением отдельного модуля с малым аэродинамическим сопротивлением. При этом достаточно малое сопротивление достигается лишь при весьма низких скоростях потока, для получения которых требуются обычно модули неприемлемо больших поперечных размеров.

Расчеты стандартных крупнопористых структур показывают, что изменение минимальной относительной площади  $\psi$  однонаправленно и примерно одинаковым образом влияет на структурную характеристику  $A$  (13) и коэффициент

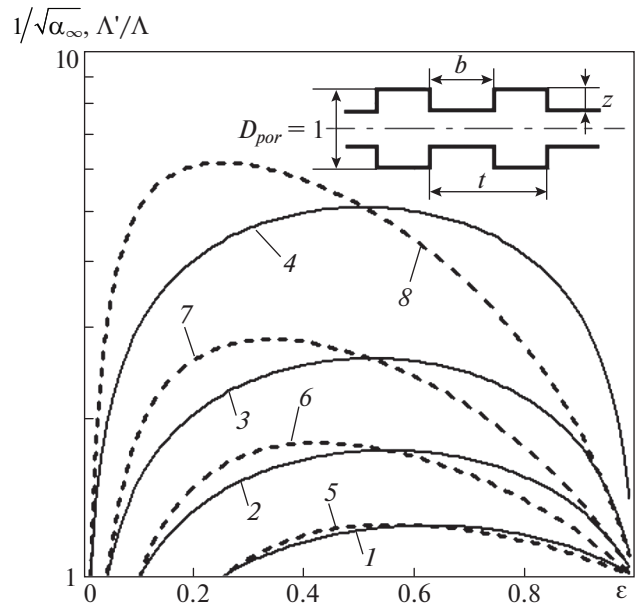


Рис. 5. Зависимость параметров модельного пористого материала  $\sqrt{\alpha_\infty}$  (1–4) и  $\Lambda'/\Lambda$  (5–8) от пористости  $\varepsilon$  и относительной проходной площади  $\psi$  минимального сечения.

$\psi$ : 1, 5 – 0.25; 2, 6 – 0.10; 3, 7 – 0.04; 4, 8 – 0.01

аэродинамического сопротивления  $\zeta_{con}$  в (3). Поэтому приведенные результаты свидетельствуют об относительно низкой эффективности рассмотренного механизма поглощения звука крупнопористыми элементами шумоглушителя. Тем не менее можно предположить наличие значимого звукопоглощения в крупнопористой среде с потоком вследствие взаимодействия звуковых волн с вихрями, формирующимися в поровом пространстве. В [1, 2] подробно изучен эффект вихревого звукопоглощения в ступенчатых дроссельных устройствах, однако требуются специальные исследования его характеристик в крупнопористых модулях.

## ВЫВОДЫ

1. Приведенные для сопоставления акустических мощностей основных источников шума паровых сбросов ТЭС аналитические зависимости позволяют определить методы шумозащиты на базе крупнопористых модулей.

2. Впервые продемонстрированная значимость правильного профилирования крупнопористых дроссельных каналов в увязке с характерными размерами пор представляет собой важный практический результат, который необходимо учитывать при формировании крупнопористых модулей в шумоглушителях паровых сбросов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михайлов В.Е., Хоменок Л.А., Яблоник Л.Р. Развитие технологий и средств шумозащиты энергетического оборудования // Теплоэнергетика. 2010. № 1. С. 55–60.
2. Голубев А.Ю., Кудашев Е.Б., Яблоник Л.Р. Турбулентные пульсации давления в акустике и аэрогидродинамике. М.: Физматлит, 2019.
3. Saecida N.H. Diffuser perforation effects on the performance of a vent silencer // Noise Control Eng. J. 2013. V. 61. No. 3. P. 355–362. <https://doi.org/10.3397/1/3761030>
4. Mach number analysis on multi-stage perforated plates in high pressure reducing valve / J. Qian, M. Zhang, L. Lei, F. Chen, L. Chen, L. Wei, Z. Jin // Energy Convers. Manage. 2016. V. 119. P. 81–90. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.029>
5. Яблоник Л.Р. Расчет шумоглушителей сброса пара // Тр. НПО ЦКТИ. 2002. Вып. 287. С. 144–154.
6. Parametric analysis of a Pulsco vent silencer / U. Tohid, K. Gubitz, C. Genger, I. Accorsi, J. Kaiser, A. Pacheco-Vega // J. Acoust. Soc. Am. 2014. V. 136. P. 2305. <https://doi.org/10.1121/1.4900342>
7. Аэров М.Э., Тодес О.М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. М.: Химия, 1968.
8. Гольдштик М.А. Процесс переноса в зернистом слое. Новосибирск: Ин-т теплофизики СО АН СССР, 1984.
9. Allard J.F., Atalla N. Propagation of sound in porous media: Modelling sound absorbing materials. Wiley-Blackwell, 2009. <https://doi.org/10.1002/9780470747339>
10. Звукоизоляция и звукопоглощение / под ред. Л.Г. Осипова и В.Н. Бобылева. М.: АСТ–Астрель, 2004.
11. Яблоник Л.Р. Упрощенный метод расчета многослойной звукоизоляции, включающей слой волокнистого пористого материала // Акуст. журн. 2018. Т. 64. № 5. С. 639–646.
12. Емельянов О.Н., Терехов А.Л., Яблоник Л.Р. Снижение шума систем сброса газа на газотурбинных компрессорных станциях // Наука и техника в газовой промышленности. 2005. № 4 (24). С. 20–23.
13. Тупов В.Б., Тараторин А.А. Результаты математического моделирования паровой струи, истекающей в атмосферу при различных режимах, влияющих на шумообразование // Теплоэнергетика. 2015. № 5. С. 58–62. <https://doi.org/10.1134/S0040363615050136>
14. Кафаров В.В. Основы массопередачи. М.: Высшая школа, 1979.
15. Яблоник Л.Р. Расчет затухания звука в каналах энергоустановок // Труды НПО ЦКТИ. 2003. Вып. 292. С. 91–103.
16. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Гидродинамика. М.: Наука, 1988.

## Acoustic-Aerodynamic Processes in the Macroporous Modules Used in the Silencers of Noise from Steam Dumps at Thermal Power Plants

Yu. G. Sukhorukov<sup>a, \*</sup>, E. O. Tass<sup>a</sup>, and L. R. Yablonik<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Polzunov Research and Production Association for Investigation and Design of Power-Generating Equipment (NPO TsKTI), St. Petersburg, 191167 Russia

\*e-mail: teploobmen@ckti.ru

**Abstract**—Steam dumps from thermal power plants (TPPs) into the atmosphere are among the most powerful man-induced noise sources. The protection, by means of silencers, against the noise produced by high-pressure steam dumps includes, in the general case, implementation of low-noise throttling and installation of sound-absorbing components. The comparative efficiency of the silencer throttling and sound-absorbing components depends on the location and intensity of physical noise sources, which are determined by the steam dumping pipeline’s operating and geometrical parameters. The use of macroporous modules in steam dump silencers is of significant interest owing to their relative simplicity and good performance. Such modules can be used as continuously operating throttling devices; in addition, they have certain sound-absorption properties. The aerodynamic and acoustic properties of macroporous modules used as part of the silencers of noise produced by the TPP steam dumps are analyzed. The main sources causing noise from the TPP steam dumps are considered, and analytical relations for comparing their intensities are formulated. Proceeding from the performed assessments, methods for protection from the noise produced by steam dumps are suggested, which involve the use of silencers equipped with macroporous modules. In discussing matters concerned with the aerodynamics relating to continuous throttling of gaseous medium in macroporous channels of various shapes, it is shown that correct profiling of channels in coordination with the characteristic pore sizes is important for practical applications. Assessments of sound absorption in a macroporous medium are carried out. Recommendations on shaping the macroporous modules of silencers are given, and methods for calculating their efficiency in solving problems of protection from noise caused by dumping high-pressure steam into the atmosphere are presented.

**Keywords:** steam dumps from TPPs, silencers, macroporous modules, noise sources, throttling, throttle channel, sound absorption, porosity, Raschig rings, profiling