

УДК 621.63

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОНАЛЬНОГО ШУМА ВЕНТИЛЯТОРОВ КОМПЬЮТЕРНЫХ УСТРОЙСТВ И СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

© 2016 г. А. А. Аксенов*, В. Н. Гаврилюк**, С. Ф. Тимушев**

*ООО “ТЕСИС”

127083 Москва, ул. Юннатов 18/706

E-mail: andrey@tesis.com.ru

**Московский авиационный институт, кафедра 202

125993 Москва, Волоколамское ш. 4

E-mail: irico.harmony@gmail.com

Поступила в редакцию 03.07.2015 г.

Существующие в настоящее время подходы к моделированию шума вентиляторов базируются, в основном, на применении уравнения Лайтхила или методах так называемой аэроакустической аналогии, которые также в основе используют преобразованное уравнение Лайтхилла, как, например известное FW-N уравнение или применение теоремы Киргоффа. Недостаток подобных методов, который приводит к существенной погрешности моделирования, связан с некорректным решением проблемы декомпозиции — разделения акустической и вихревой (псевдозвуковой) моды в области источника колебаний. В данной работе предлагается метод моделирования тонального шума, основанный на сеточном решении уравнения Гельмгольца относительно образа Фурье возмущения давления с граничными условиями в форме комплексного импеданса. Источник шума задается на некоторой окружающей ротор каждого вентилятора поверхности. Звуковая мощность вентилятора определяется акустико-вихревым методом, обеспечивающим более точную декомпозицию и определение амплитуд пульсаций давления в ближнем поле вентилятора.

Ключевые слова: вентилятор, охлаждение электроники, тональный шум, частота следования лопаток, пульсации давления, акустико-вихревой метод, комплексный акустический импеданс, акустический симулятор.

DOI: 10.7868/S0320791916040018

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время микроэлектронная аппаратура имеет воздушное охлаждение, интенсифицируемое вентиляторами. Вентиляторы при своем вращении издают достаточно сильный аэродинамический шум, который является доминирующим в помещениях, где эта аппаратура находится. Поскольку шум существенным образом влияет на экологию помещения, кабины пилота или космонавта, расчет акустического воздействия от системы вентиляционного охлаждения микроэлектронной аппаратуры, в частности компьютеров, является актуальной инженерной задачей [1]. Аналогичные проблемы возникают и в других областях, где используются или применяются вентиляторы, например, в вентиляторах поездов [2], вентиляторах современных авиационных двигателей с большой степенью двухконтурности [3].

Проблема аэродинамического шума вентиляторов подробно описана в научной литературе. Физические механизмы генерации аэродинамического шума осевых вентиляторов, в частности,

рассмотрены в [4], где отмечено, что спектр шума вентиляторов состоит из широкополосного шума и тональных компонент на частотах, кратных частоте следования рабочих лопаток ротора (ЧСЛ). Как известно, в осевых вентиляторах, где число Маха по окружной скорости на периферии ротора ниже 0.5, излучение шума происходит по типу дипольного источника, следуя аэроакустической аналогии, введенной Лайтхиллом [5]. В дальнейшем Кёрл [6], Флоукс-Вильямс и Хоукинс [7] сформулировали теоретическую базу для развития методов расчета аэродинамического шума лопаточных машин. Аэроакустическая аналогия вводит определенное упрощение физических процессов генерации шума с целью их аналитического описания. Дипольный характер излучения обусловлен силами давления, действующими на лопатки ротора и статора со стороны газового потока. Эти силы, стационарные или нестационарные [4], являются причиной тонального шума ЧСЛ и ее высших гармоник, который генерируется лопатками ротора, а также, в результате взаи-

модействия ротор–статор, направляющими лопатками статора. Аналитическая формулировка этих процессов базируется на формализации, предложенной, в частности, Сиэрсом [8], и представляет излучаемый звук в форме так называемых спиральных мод [9]. Хотя Тайлер и Софрин [10] показали, что при низких значениях числа Маха относительного потока спиральные моды экспоненциально затухают в длинной трубе, это не исключает их распространение при высоких волновых числах неоднородности потока. Также требуется дополнительный анализ для случая излучения ротора в открытом пространстве. В случае взаимодействия ротор–статор применение условий отсечки спиральных мод для дозвукового вентилятора не согласуется с экспериментальными данными [11], что, возможно, обусловлено таким важным дополнительным источником генерации шума ЧСЛ, как стационарная неоднородность потока на входе ротора. Различные аналитические и полуэмпирические методы для расчета широкополосного шума вентилятора учитывают такие физические явления, как турбулентность на входе ротора, турбулентный пограничный слой на лопатках, влияние выходной кромки лопатки, течение в радиальном зазоре на периферии ротора, отрыв потока на лопатках. В связи с развитием возможностей применения методов вычислительной гидродинамики и акустики все более широкое развитие получают подходы, основанные на численном моделировании нестационарного потока в вентиляторах с последующим определением акустического излучения [12, 13]. Существующие в настоящее время подходы к численному моделированию шума вентиляторов базируются в основном на применении уравнения Лайтхилла [5] или методах так называемой аэроакустической аналогии, которые также в основе используют преобразованное уравнение Лайтхилла, как, например, известное FW-N уравнение [7] или применение теоремы Кирхгоффа [14]. Недостаток подобных методов, который приводит к существенной погрешности моделирования, связан с некорректным решением проблемы декомпозиции – разделения акустической и вихревой (псевдозвуковой) моды в области источника колебаний. В данной работе используется акустико-вихревой метод, базирующийся на теоретическом подходе Блохинцева [15], Ландау [16] к разработке фундаментальных основ теории генерации аэродинамического шума, который обеспечивает построение методов численного моделирования процессов генерации и распространения шума с учетом декомпозиции колебаний давления на акустическую и вихревую (псевдозвук) моды [17]. В акустико-вихревом методе определения тонального шума для дозвукового потока в вентиляторе источник шума может быть представлен как локальная производная от давления вихревой моды [18]. Такой подход в зна-

чительной степени избавляет от произвола и условностей аэроакустической аналогии, определяя источник, пульсации давления и распространение шума в ближнем поле как прямой результат численного моделирования. В этом случае вопрос точности и полноты моделирования процесса генерации шума будет в основном зависеть от полноты геометрической модели проточной части вентилятора.

Потенциальные пользователи в промышленности – инженеры, исследователи, производители – испытывают потребность в применении методов вычислительной аэроакустики (CFD–CAA) и соответствующего программного обеспечения, способных численно моделировать уровень шума электронных приборов с точностью $\pm(3-4)$ дБ [19]. Для обеспечения применимости и максимальной эффективности этих программ в инженерной практике важнейшими условиями являются:

- возможность их использования непосредственно в CAD-среде проектирования, включающей моделирование теплообмена;
- достаточно высокое быстродействие – расчеты должны выполняться в пределах 1–2 ч, а процессорное время для расчета одного варианта должно составлять минуты.

Их реализация предоставила бы практическую возможность путем вычислительной оптимизации достичь на раннем этапе разработки приемлемого уровня шума и его соответствия принятым международным нормам, которые требуют обеспечения уровня шума ПК в офисе не выше 45–50 дБ(А) [20]. Несмотря на очевидную востребованность подобного программного обеспечения, оно в настоящее время еще очень слабо развито.

В данной работе предлагается новый подход на основе акустического симулятора (АС) в электронных устройствах. При этом входными данными модуля АС являются интегральные звуковые энергетические характеристики источников шума и гидродинамические поля, полученные в результате моделирования теплообмена. Выходными данными являются распределение интенсивности и направленности внешнего звукового излучения. Такой подход обеспечивает более эффективный метод численного моделирования шума электронного устройства, выделяя отдельно задачу определения источника шума как специфической характеристики конкретного вентилятора.

ОСНОВНЫЕ ДОПУЩЕНИЯ

В предлагаемом АС-методе делаются следующие допущения:

1. В шуме вентилятора доминируют тональные компоненты на ЧСЛ и ее высших гармониках. Это иллюстрируется примером на рис. 1, где при-

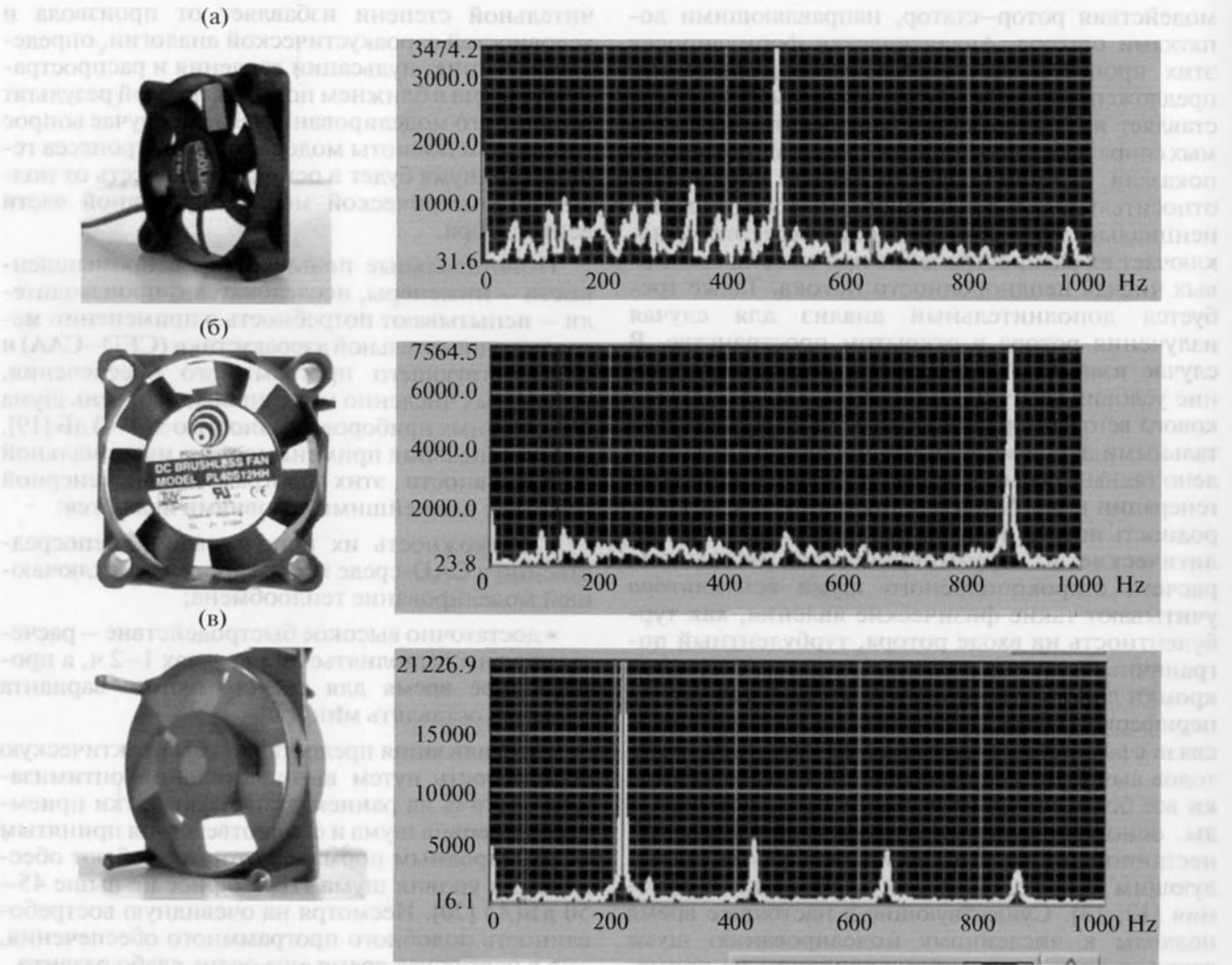


Рис. 1. Доминирующие ЧСЛ-компоненты в спектрах шума компьютерных вентиляторов: (а) Cooler Winner, (б) Model PL40S12HH, (в) VN-2.

ведены типичные спектры шума нескольких вентиляторов.

2. Примыкающие к ротору вентилятора зоны вихревой моды (псевдозвук), которые являются источником тонального шума, локально ограничены в пространстве по сравнению с остальным объемом электронного устройства. Это обосновывается проведенными расчетами и измерениями [18, 21, 22].

3. Число Маха много меньше единицы, $M \ll 1$.

ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ, ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ, РЕШАТЕЛЬ

С учетом указанных выше допущений предлагается метод моделирования тональных шумов, основанный на сеточном решении уравнения

Гельмгольца относительно фурье-образа возмущения давления P :

$$\frac{\omega^2}{c^2} P + \frac{\partial^2 P}{\partial x_k^2} = 0. \quad (1)$$

Граничные условия заданы в форме комплексного импеданса Z . Источник шума S_n определен на некоторой окружающей ротор каждого вентилятора поверхности:

$$P + \frac{iZc}{\omega} \frac{\partial P}{\partial n} = S_n. \quad (2)$$

Здесь S_n определяется неявным образом через заданную звуковую мощность вентилятора $W_l = W_l(m)$ на ЧСЛ-гармонике l :

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{S^-}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} P(\omega - \xi) \frac{i}{\omega\rho} \frac{\partial P(\xi)}{\partial n} d\xi dS = W_l \delta(\omega - \omega_l), \quad (3)$$

где m – массовый расход через вентилятор, определенный на этапе CFD-анализа тепло-массообмена. Звуковая мощность $W_i(m)$ заданного вентилятора определяется акустико-вихревым методом (АВМ) [17], обеспечивающим корректную декомпозицию уравнений движения сжимаемой среды и граничного условия вблизи ротора вентиляторов [18, 21], которое также формулируется с использованием комплексного акустического импеданса. Применение комплексного акустического импеданса для формулировки граничных условий дает возможность в дальнейшем исследовать такие факторы, как влияние звукопоглощающих покрытий, метод согласования импедансов [23]. Звуковая мощность вентиляторов сохраняется в отдельной АС-базе данных для использования в оптимизационных расчетах. Нужно отметить, что алгоритм определения S_n может быть усложнен для адекватного отражения условий генерации и распространения шума.

Для обеспечения точности и универсальности метода нелинейная интегро-дифференциальная система уравнений (1)–(3) аппроксимируется на декартовой сетке в пространственных областях произвольно сложной формы, адаптирующейся как к особенностям их границ, так и к особенностям решения [24]. Для решения полученной алгебраической системы уравнений используется решатель FlowVision [25]. Ограничение метода связано с необходимостью минимизации ошибки, возникающей при разрешении волновой структуры акустического поля, откуда следует требование, чтобы характерный размер ячеек сетки h удовлетворял условию достаточной малости в произведении с волновым числом:

$$\omega h/c < 1. \quad (4)$$

На практике применительно к вентиляторам электронных устройств это ограничение не представляется слишком обременительным. Основная особенность предлагаемого подхода заключается в высоком быстродействии при решении задачи моделирования акустического шума (при заданной звуковой характеристике вентилятора) и корректном учете взаимодействия акустических волн с импедансными граничными условиями, интерференцией и дифракцией звука при наличии граничных условий разного типа.

АС-БАЗА ДАННЫХ

Для инженерного применения АС-метода необходимо создание базы данных по звуковым характеристикам вентиляторов, которые применяются в электронных устройствах. Такая характеристика включает набор кривых $W_i(m)$ для нескольких ЧСЛ-гармоник и разного массового расхода. Данная задача решается с помощью акустико-вихревого метода на базе неоднородного волнового уравнения относительно пульсаций

энтальпии i в дозвуковом изоэнтропийном течении сжимаемой жидкости с полем скоростей вихревой моды (псевдозвука) U :

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 i}{\partial t^2} - \Delta i = \nabla(\nabla(\frac{1}{2}U^2) - U \times (\nabla \times U)). \quad (5)$$

Определенная таким путем амплитуда пульсаций энтальпии будет включать как амплитуду псевдозвуковых колебаний, так и акустические волны. С использованием локального акустического импеданса Z_k граничное условие для колебаний энтальпии k -гармоники ЧСЛ может быть представлено в форме

$$\frac{\partial(i_k - I_k)}{\partial n} = -\frac{k}{cZ_k} \frac{\partial(i_k - I_k)}{\partial t}, \quad (6)$$

где I_k – колебания энтальпии вихревой моды. Правая часть волнового уравнения (5) определяется из поля скоростей вихревой моды, полученного трехмерным методом вычислительной гидродинамики на основе уравнений Навье–Стокса.

Применение АВМ-метода требует точного определения трехмерной геометрии вентилятора. Восстановление геометрии в данном случае произведено с использованием следующих данных: а) внутренний диаметр, диаметры колеса и вала, число лопастей ротора и их толщина, осевой размер; б) напорная характеристика. Звуковая мощность вентилятора определяется с помощью нестационарного расчета трехмерного турбулентного потока в роторе–статоре вентилятора с использованием технологии скользящих сеток и последующим решением акустико-вихревого уравнения (5). Вентилятор помещен в гладкую трубу с импедансными граничными условиями входа–выхода, имитирующими отсутствие отражения звуковых волн. Это позволяет точно определить амплитуду пульсаций давления вблизи ротора и оценить звуковую мощность на заданной гармонике ЧСЛ. Звуковая мощность определяется по формуле

$$W_i = \int_{S_{inlet}} \langle p'u \rangle dS + \int_{S_{outlet}} \langle p'u \rangle dS. \quad (7)$$

Для иллюстрации такого подхода рассматривается вентилятор ВН-2 (рис. 2). Используя простые измерения и стандартное программное обеспечение для концептуального проектирования лопаточных машин, можно спроектировать лопаточную систему для заданной напорной характеристики, как это показано на рис. 2. Для сложной конструкции необходимо запрашивать данные у производителя или использовать технологию “обратного инжиниринга”. Звуковая мощность, генерируемая вентилятором ВН-2, рассчитана для первой ЧСЛ-гармоники на частоте 222.5 Гц для трех значений расхода $m = 0.01, 0.03$ и 0.06 кг/с при частоте вращения вала 44.5 Гц. Вентилятор ВН-2 имеет ротор с внешним радиусом 0.060 м. Он установлен в середине гладкой трубы длиной

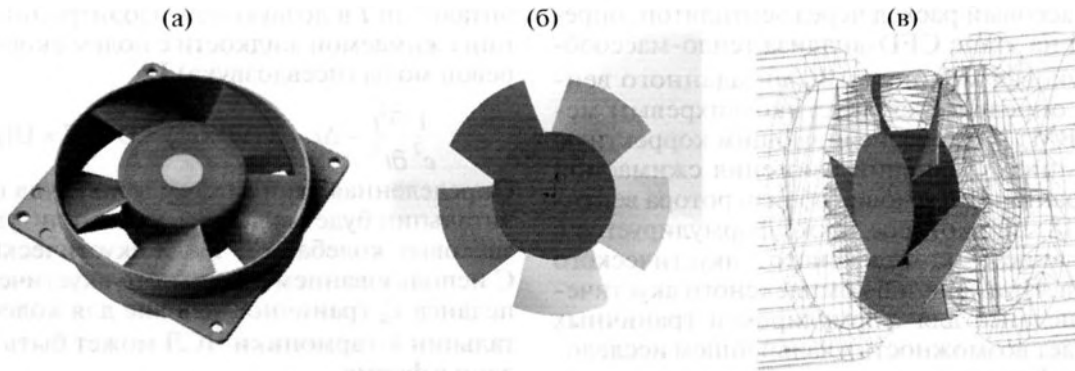


Рис. 2. Вентилятор ВН-2: (а) действительная конструкция, (б) концептуальная модель, (в) расчетная АВМ-модель.

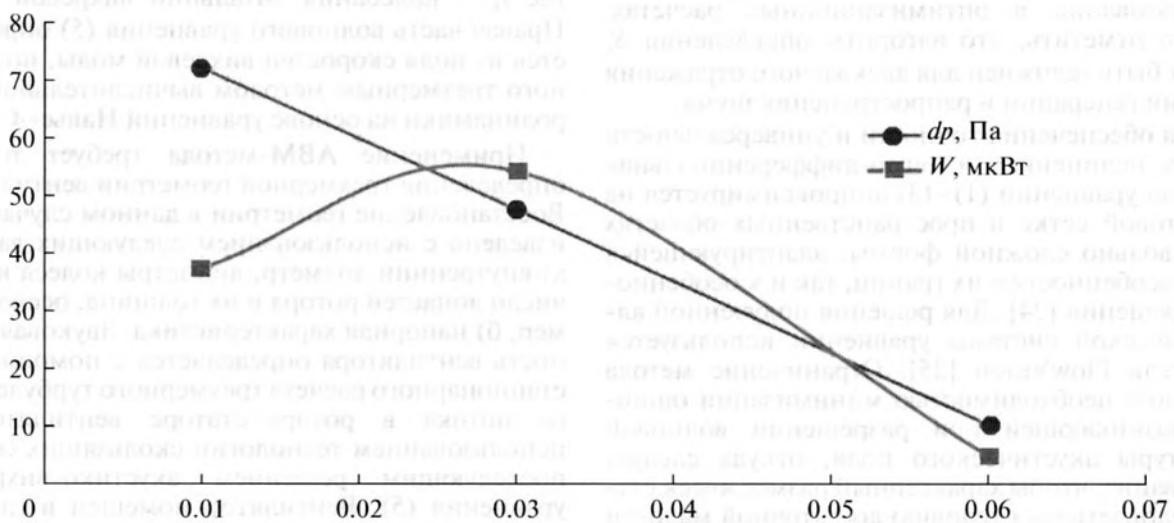


Рис. 3. Вентилятор ВН-2. Зависимость перепада давления dp и звуковой мощности W от массового расхода для первой гармоники ЧСЛ.

0.94 м и радиусом 0.075 м. Статор вентилятора имеет четыре ребра в форме креста.

Расчетная область разделена на три подобласти – вход, ротор, выходную часть. Обмен данными между подобластями осуществляется с помощью интерфейса “скользящая сетка”. Нестационарное решение начинается с нулевых начальных условий и достигает сходимости к периодическому по времени устойчивому решению уравнений Навье–Стокса после десяти оборотов ротора. Временной шаг на этапе решения для вихревой моды (псевдозвука) составляет 0.0001 с. Полученное на этом этапе поле скоростей вихревой моды используется для расчета функции источника (правой части) акустико-вихревого уравнения (5) относительно пульсаций энтальпии [18, 21, 22].

Акустическая мода определяется как распространяющаяся часть пульсационного поля давления. На входной и выходной границах трубы заданы импедансные условия “бесконечно длинной трубы”. Звуковая мощность вычисляется

согласно соотношению (7). Расчетная область, сетка и амплитуда пульсаций давления вблизи ротора детально описаны в [18, 21, 22]. Полученные звуковые характеристики могут быть помещены в АС-базу данных (см. рис. 3).

ВАЛИДАЦИЯ АС-МЕТОДА

Для экспериментальной проверки АС-метода и программного обеспечения использованы результаты измерений пульсаций давления для вентилятора ВН-2, приведенные в [21, 22]. Поверхность источника возмущений задана на расстоянии 25 мм на входе и выходе ротора вентиляторов. В условиях эксперимента входной и выходной конец трубы имеют открытое сечение, поэтому в расчетах АС-методом труба помещена в безэховую камеру радиусом 1 м (см. рис. 4).

Расчет среднеквадратичного значения (СКЗ) амплитуды пульсаций давления на первой гармонике ЧСЛ A_1 (в паскалях), генерируемой вентиля-

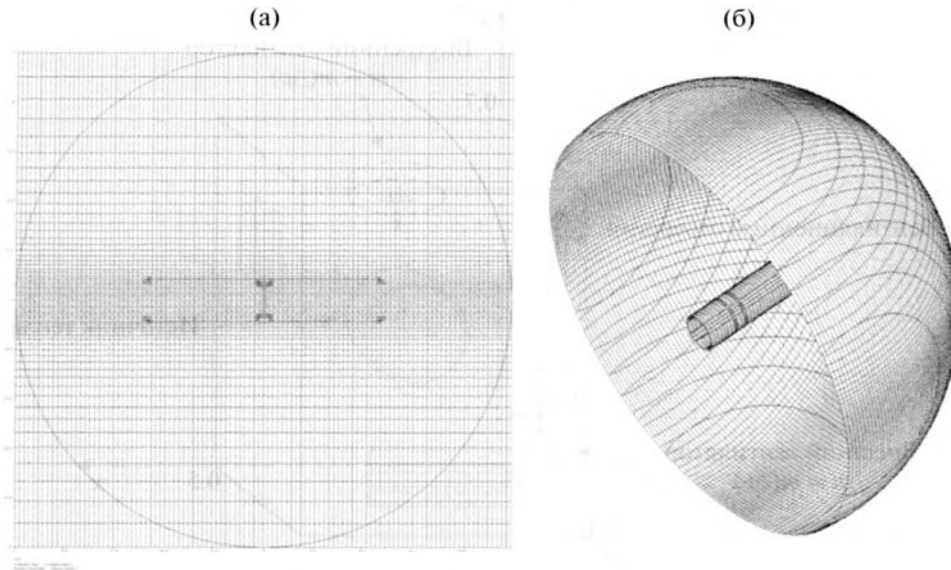


Рис. 4. Вентилятор ВН-2: (а) расчетная область и сетка АС в плоскости симметрии; (б) то же на границе (расчетная область обрезана).

тором на массовом расходе 0.06 кг/с, выполнен со звуковой мощностью $W_1 = 5.061$ мкВт, взятой из базы данных по звуковым характеристикам (рис. 3). Вычисления выполнены на прямоугольной сетке с хорошим разрешением малых деталей геометрии и сравниваются с измерениями на рис. 5 и 6. На данных рисунках приведено распределение амплитуды пульсаций давления параллельно оси трубы на входном участке, от входной плоскости ротора (слева) до входного среза трубы на двух разных радиусах.

По результатам измерений вблизи ротора, примерно на расстоянии полутора радиусов вентилятора, зафиксирована зона псевдозвуковых колебаний, где идет резкое снижение амплитуды от максимального значения вблизи ротора до

уровня амплитуды в формирующейся плоской акустической волне. В псевдозвуковой зоне, на расстоянии примерно 1.5 радиуса ротора, расчетная амплитуда пульсаций давления ниже измеренной, так как решение АС-методом учитывает только акустическую моду колебаний. За пределами псевдозвуковой зоны согласование расчетных и экспериментальных данных удовлетворительное.

ПРИМЕР ПРИМЕНЕНИЯ АС-МЕТОДА

Электронное устройство охлаждается двумя вентиляторами ВН-2, как показано на рис. 7. Данный пример является иллюстративным. В частности, при расчете акустической мощности вентилятора не учитывалась неоднородность по-

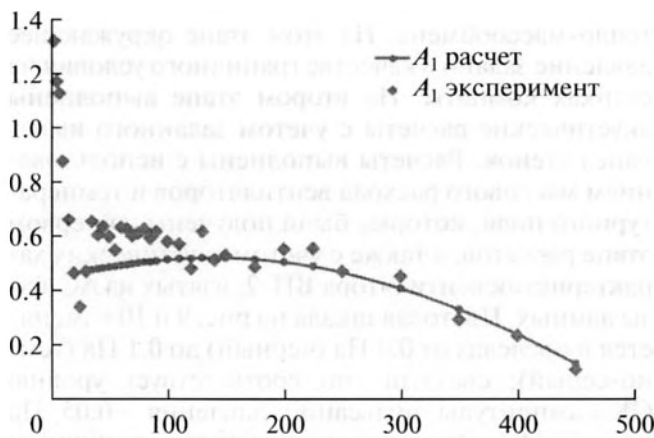


Рис. 5. Распределение A_1 вдоль осевого расстояния от ротора вверх по течению на радиусе 73 мм.

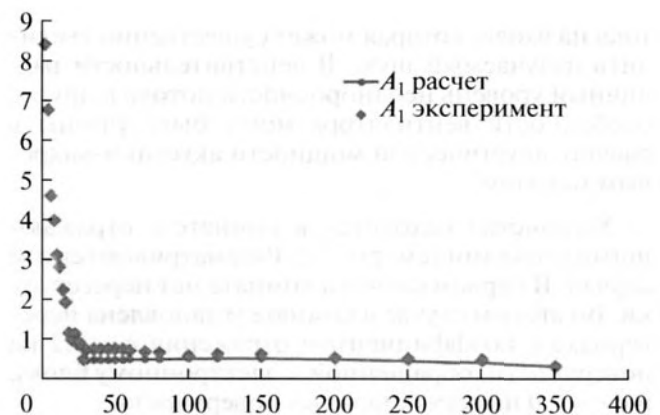


Рис. 6. Распределение A_1 вдоль осевого расстояния от ротора вверх по течению на радиусе 60 мм.

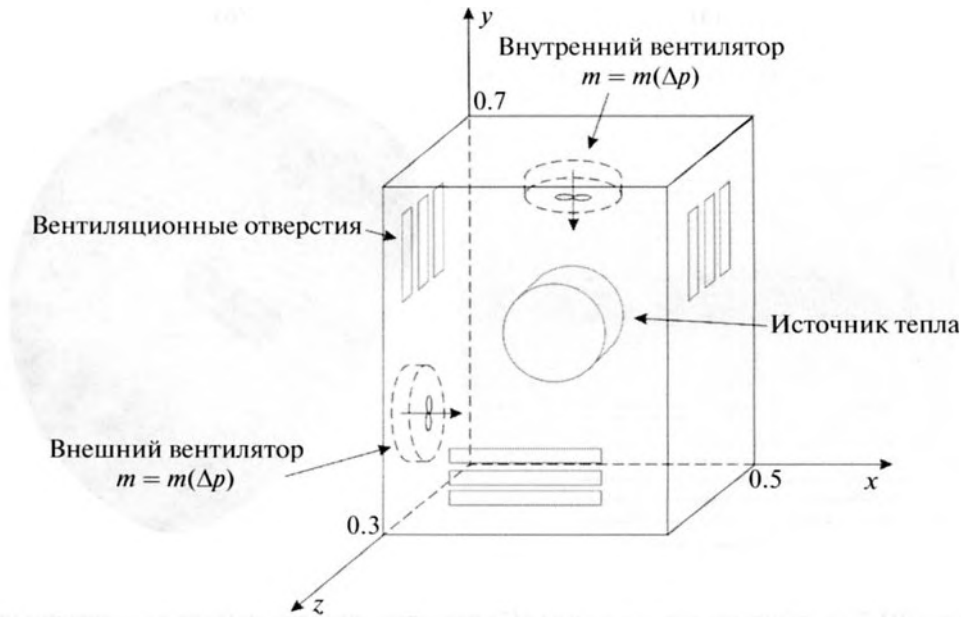


Рис. 7. Эскиз электронного устройства с двумя вентиляторами ВН-2.

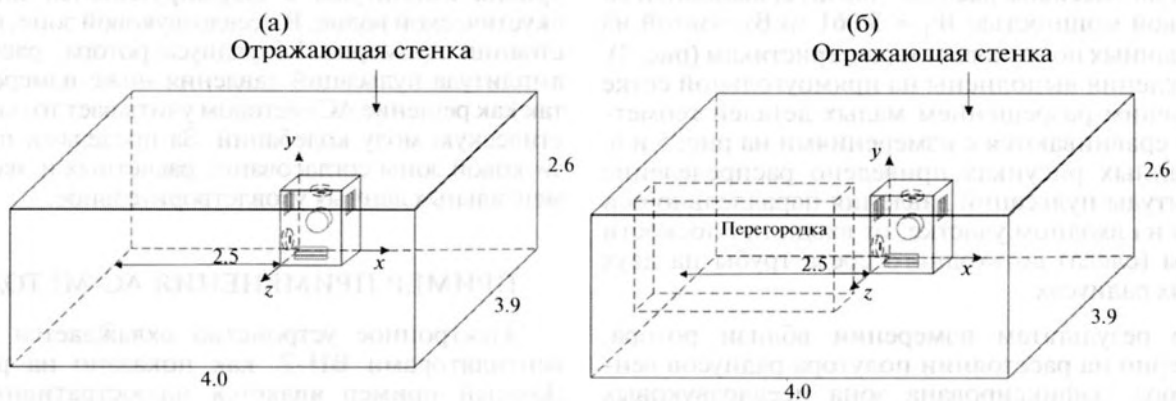


Рис. 8. Общий вид комнаты с электронным устройством: (а) комната без перегородки, (б) комната с отражающей перегородкой.

тока на входе, которая может существенно увеличить излучаемый шум. В действительности различный уровень неоднородности потока и другие особенности вентилятора могут быть учтены в расчете акустической мощности акустико-вихревым методом.

Устройство находится в комнате с отражающими стенками (см. рис. 8). Рассматриваются два случая. В первом случае в комнате нет перегородки. Во втором случае в комнате установлена перегородка с коэффициентом отражения $r = 0.2$ на поверхности, обращенной к электронному блоку, и с $r = 1.0$ на всех остальных поверхностях.

Вычисленные амплитуды пульсаций давления сравниваются между собой для данных условий. На первом этапе вычислений выполнен анализ

тепло-массообмена. На этом этапе окружающее давление задано в качестве граничного условия на стенках комнаты. На втором этапе выполнены акустические расчеты с учетом заданного импеданса стенок. Расчеты выполнены с использованием массового расхода вентиляторов и температурного поля, которые были получены на первом этапе расчетов, а также с учетом акустических характеристик вентилятора ВН-2, взятых из АС-базы данных. Цветовая шкала на рис. 9 и 10 изменяется в пределах от 0.0 Па (черный) до 0.1 Па (темно-серый); светлый тон соответствует уровню СКЗ-амплитуды пульсаций давления ~ 0.05 Па или ~ 58 дБА. Это хорошо согласуется с типичным уровнем шума в рассмотренном случае. Внутри электронного модуля СКЗ-амплитуда составляет

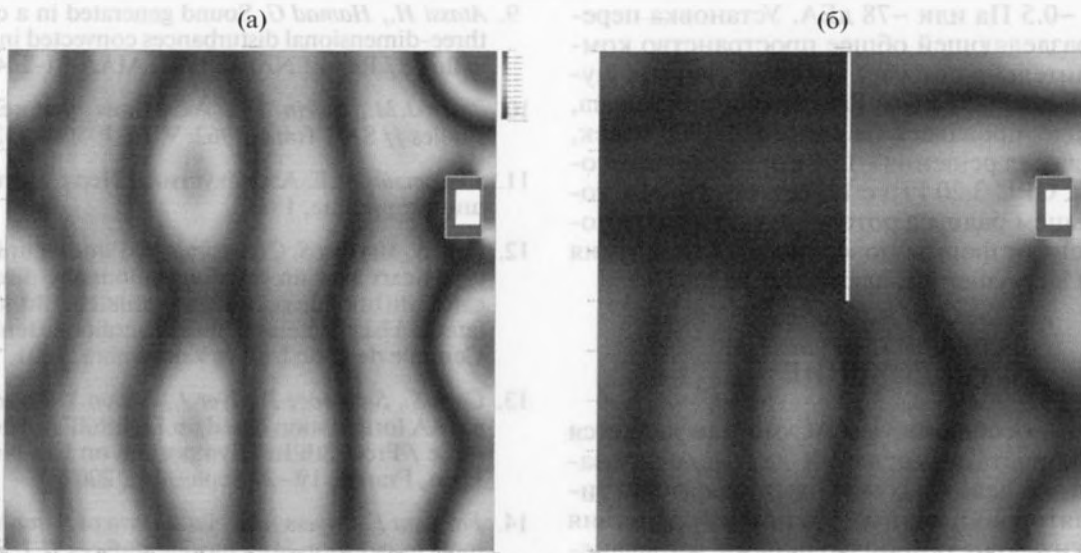


Рис. 9. Амплитуда пульсаций давления в горизонтальной плоскости на расстоянии 0.35 м от пола (плоскость пересекает устройство): (а) комната без перегородки, (б) комната с отражающей перегородкой; цветовая шкала от 0.0 до 0.1 Па.

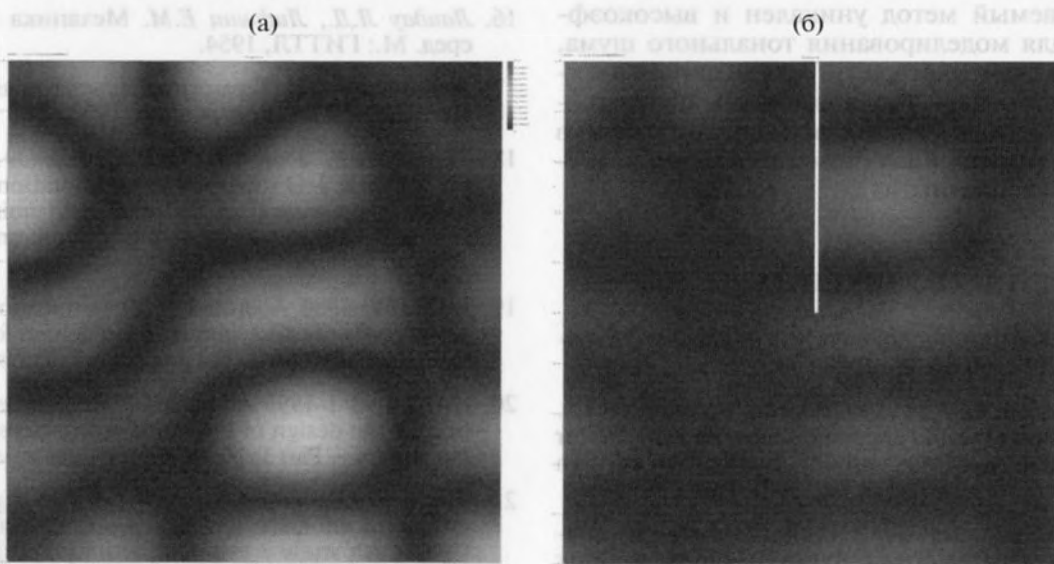


Рис. 10. Амплитуда пульсаций давления в горизонтальной плоскости на расстоянии 1.15 м от пола (устройство находится вне сечения): (а) комната без перегородки, (б) комната с отражающей перегородкой; цветовая шкала от 0.0 до 0.1 Па.

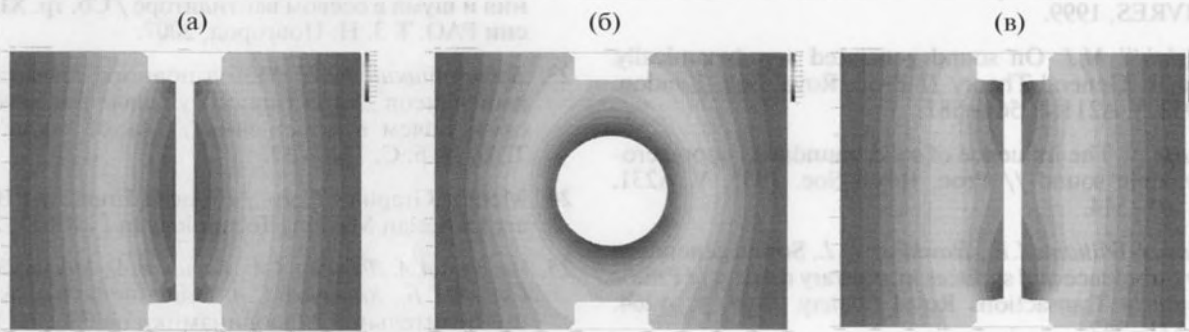


Рис. 11. Акустическая амплитуда в трубе вблизи ротора для трех распределений S_n : (а) равномерное распределение на плоскостях цилиндрической вставки – стандартный случай; (б) равномерное распределение на поверхности сферы; (в) линейное по радиусу распределение на плоскостях цилиндрической вставки.

примерно ~ 0.5 Па или ~ 78 дБА. Установка перегородки, разделяющей общее пространство комнаты, значительно снижает средний уровень шума с ~ 58 дБА до ~ 52 дБА. Рассмотренная задача, которая моделировалась на сетке 1000000 ячеек, потребовала для решения ~ 15 минут на процессоре i7-3930K CPU 3.20 ГГц с 12 ядрами. На расстоянии, большем радиуса ротора, акустическое поле не зависит от формы поверхности для задания источника возмущений, как видно из рис. 11.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основной особенностью АС-метода является высокая скорость вычислений для моделирования шума (при заданных звуковых характеристиках вентиляторов) и точный учет взаимодействия акустических волн с произвольными импедансными граничными условиями, интерференции и дифракции звука при наличии различных граничных условий.

Предлагаемый метод уникален и высокоэффективен для моделирования тонального шума, вызванного вентиляторами охлаждения электронных устройств. Разработанный программный код может быть эффективно интегрирован в САД для оптимизации систем охлаждения по шумовым характеристикам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Thimany J.* Attacking noise early // *Mechanical Engineering*. 2014. № 8(136). P. 44–49.
2. *Jiang Y., Åbom M., Feng L., Timouchev S., Maliczak Ch.* Investigation of sound generation from an axial fan for engine cooling / *Proc. 3th Int. Symposium on Fan Noise*, 2007. 19–21 September, 2007, Lyon, France.
3. *Халецкий Ю.Д., Почкин А.С.* Снижение шума вентилятора авиадвигателя путем наклона лопаток спрямляющего аппарата // *Акуст. журн.* 2015. Т. 61. № 1. С. 106–113.
4. *Guédel A.* Acoustique des ventilateurs. CETIAT. PУC LIVRES, 1999.
5. *Lighthill M.J.* On sound generated aerodynamically. Part I. General Theory // *Proc. Royal Soc. London*. 1952. V. A211. P. 564–587.
6. *Curle N.* The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound // *Proc. Royal Soc.* 1955. V. A231. P. 505–514.
7. *Flowes-Williams J.E., Hawkings D.L.* Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion // *Philosophical Transactions Royal Society*. 1969. V. A264. P. 321–342.
8. *Sears W.R.* Some aspects of non-stationary airfoil theory and its practical application // *J. Aeronautical Sciences*. 1941. V. 8. № 3.
9. *Atassi H., Hamad G.* Sound generated in a cascade by three-dimensional disturbances convected in a subsonic flow // *Report NASA*. 1981. AIAA-81-2046.
10. *Tyler J.M., Sofrin T.G.* Axial flow compressor noise studies // *SAE Trans.* 1962. V. 70. P. 309–332.
11. *Голдстэйн М.Е.* Аэроакустика. Пер с англ. М.: Машиностроение, 1981.
12. *Caro S., Moreau S.* Comparaison d'une technique 2D de type Sears avec un calcul instationnaire direct pour le calcul du bruit de raies d'un ventilateur. Bruit des ventilateurs à basse vitesse / *Actes du colloque tenu à l'Ecole Centrale de Lyon les 8 et 9 novembre, 2001*.
13. *Caro S., Sandboge R., Iyer J., Nishio Y.* Presentation of a CAA formulation based on Lighthill's analogy for fan noise / *Proc. 3th Int. Symposium on Fan Noise*, 2007. Lyon, France, 19–21 September, 2007.
14. *Farassat F., Myers M.K.* Extension of Kirchhoff's formula to radiation from moving surfaces // *J. Sound Vibr.* 1988. V. 123. P. 451–461.
15. *Блохинцев Д.И.* Акустика неоднородной движущейся среды. М.: Наука, 1981.
16. *Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М.* Механика сплошных сред. М.: ГИТТЛ, 1954.
17. *Артамонов К.И.* Термогидроакустическая устойчивость. М.: Машиностроение, 1982.
18. *Timouchev S., Tourret J., Pavic G., Aksenov A.* Numerical 2-D and 3-D methods for computation of internal unsteady pressure field and near-field noise of fans / *J. Noise Control Engineering (Conference Paper)*. 2006. V. 54. № 1. P. 15–20.
19. ISO 3740-1980 Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – Guidelines for the use of basic standards and for the preparation of noise test codes.
20. ISO 11690-1-1996 Acoustics – Recommended practice for the design of low-noise workplaces containing machinery – Part 1: Noise-control strategies.
21. *Timouchev S., Nedashkovsky A., Pavic G.* Experimental validation of axial fan 3D acoustic-vortex method CFD-CAA study / *Proc. 3th Int. Symposium on Fan Noise*, 2007. 19–21 September, 2007, Lyon, France.
22. *Тимушев С.Ф., Недашковский А.К.* Расчетное и экспериментальное исследование пульсаций давления и шума в осевом вентиляторе / *Сб. тр. XIX сессии РАО*. Т. 3. Н. Новгород, 2007.
23. *Бобровницкий Ю.И.* Метод полного согласования импедансов для активного управления акустическим полем в помещении // *Акуст. журн.* 2003. Т. 49. № 6. С. 731–737.
24. Mentor Graphics Corp. Advanced Immersed Boundary Cartesian Meshing Technology in FloEFD, 2011.
25. *Аксенов А.А., Дядькин А.А., Кутин В.А., Москалёв И.В., Сушко Г.Б., Харченко С.А.* Решение больших задач вычислительной гидродинамики на СКИФ МГУ с помощью FlowVision / *Материалы Всерос. научн. конф. "Научный сервис в сети ИНТЕРНЕТ: решение больших задач"*. Новороссийск, сентябрь 2008. С. 22–27.