

Список литературы

1. Бахвалов, Н. С. Осреднение процессов в периодических средах / Н. С. Бахвалов, Г. П. Панасенко. – М.: Наука, 1984. – 352 с.
2. Победря, Б. Механика композиционных материалов. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1984. – 336 с.
3. Dorobantu, M. Wavelet-based numerical homogenization / M. Dorobantu, B. Engquist // SIAM. J. Numer. Anal. – 1998. – Vol. 35 – P. 540–559.
4. Столниц, Э. Вейвлеты в компьютерной графике / Э. Столниц, Т. Де Роуз, Д. Салезин. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2002. – 272 с.
5. Копысов, С. П. Вычислительные особенности двумерного вейвлет-осреднения в задачах многомасштабного анализа / С. П. Копысов, Ю. А. Сагдеева // Вычислительные методы и программирование. – 2005. – Т. 6. – С. 1–8.

УДК 629.7.01

А. М. Сипатов, кандидат технических наук;
Н. О. Чухланцева;
М. В. Усанин, кандидат технических наук
ОАО «Авиадвигатель», Пермь

**АНАЛИЗ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРНОЙ
СТУПЕНИ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Представлен подробный анализ различных вариантов геометрии вентиляторной ступени с точки зрения ее аэродинамических и акустических характеристик. Все исследования проведены на основе результатов трехмерных газодинамических расчетов ротор/статор-взаимодействия рабочего колеса вентилятора с лопатками направляющего аппарата (НА) внутреннего контура и лопатками спрямляющего аппарата (СА) наружного контура. В используемом подходе распределение разности нестационарного давления на средней поверхности лопатки спрямляющего аппарата рассматривается как распределенный акустический источник. Проведен анализ шести различных вариантов геометрии вентиляторной ступени.

Введение

В настоящее время перед компаниями, занимающимися разработкой и проектированием авиационных двигателей, стоит серьезная задача по улучшению экологических характеристик создаваемых силовых установок. В первую очередь это связано с постоянно ужесточающимися международными нормами ИКАО по выбросам вредных веществ и уровню шума.

Для авиационных двигателей с большой степенью двухконтурности (более 4), значительный вклад в суммарный уровень шума на всех режимах работы вносит тональный шум вентиляторной ступени. В данной статье описан опыт применения методики оценки газодинамических и акустических характеристик вентиляторной ступени на основе результатов трехмерных нестационарных газодинамических расчетов ротор/статор-взаимодействия. В используемом подходе распределение разности амплитуды нестационарного давления на средней поверхности лопатки спрямляющего аппарата рассматривается как распределенный акустический источник. Данная работа является продолжением работ, изложенных в статьях [1; 2].

В связи с этим значительно более кратко будет сказано о постановке задачи, и основное внимание будет уделено анализу полученных результатов.

Используемая методика оценки акустических характеристик на основе трехмерных газодинамических расчетов впервые была применена японскими учеными из Национального центра [3; 4]. Показано, что полученные расчетные оценки в качественном плане хорошо согласуются с экспериментом. Теоретические основы этого подхода можно найти в работах [5; 6].

Необходимо отметить, что существуют более точные подходы по оценке шума от ротор/статор-взаимодействия в вентиляторной ступени. Однако эти подходы требуют проведения численного анализа по распространению звука от области источника (области спрямляющего аппарата) до области дальнего поля, где «работают» методы линейной акустики в открытом однородном пространстве. Анализ распространения звука в вентиляторной ступени и далее – в воздухозаборнике с учетом неоднородности потока и особенностей геометрии сильно усложняет рассматриваемую задачу и требует специальных акустических программ. Опыт применения такой постановки можно найти в работах [7; 8].

Для поставленной задачи по выбору оптимального варианта спрямляющего аппарата с целью улучшения акустических характеристик вентиляторной ступени используемый в данной работе подход представляется достаточным.

Подход к численному моделированию

Методика расчета

Для оценки интенсивности тонального шума источников, связанных с нестационарным ротор/статор-взаимодействием вентилятора и СА, использована методика, основанная на подходе, предложенном японскими исследователями в статьях [3; 4]. Лопатка СА рассматривается как дипольный акустический источник, характеристикой которого является разность давлений между спинкой и корытом. Чем выше амплитуда разности давлений, тем выше будет и уровень шума, создаваемый ротор/статор-взаимодействием. Методика состоит в определении осредненных по средней поверхности лопатки амплитуд наиболее сильных (нескольких первых) гармоник нестационарной разности давления.

Методика включает следующие этапы:

1. Численное решение полной системы уравнений газовой динамики (газодинамический пакет CFX-5.7) для определения нестационарного поля давления на лопатках СА.

2. Фурье-анализ нестационарного поля давления на лопатках СА, получение амплитуд на гармониках частоты следования лопаток вентилятора и их осреднение для выделения интегральных характеристик.

Для определения уровня звукового давления на лопатке СА использовались, полученные на втором этапе осредненные амплитуды гармоник. Уровни звукового давления отдельных гармоник вычислялись по формуле

$$SPL = 20 \log \left(P_i^a / P_{ref} \right), \quad (1)$$

где P_i^a – осредненная амплитуда i -й гармоники; $P_{ref} = 2 \cdot 10^{-5}$ – порог слышимости, Па.

Объект исследования

Объектом исследования являлась вентиляторная ступень перспективного авиационного двигателя (рис. 1). Было рассмотрено 6 различных геометрий спрямляю-

щего аппарата наружного контура. Все варианты были получены из исходного путем различного изменения наклона оси лопатки в окружном направлении. Наклон оси в осевом направлении оставался неизменным для всех рассматриваемых вариантов. Геометрия всех вариантов лопаток спрямляющего аппарата представлена на рис. 2, 3. Для оценки уменьшения амплитуды разницы нестационарного давления, которое дает наклон лопаток СА по направлению вращения вентилятора, исследовались следующие шесть вариантов: вариант № 1 – исходный, не имеет наклона в окружном направлении; варианты № 2 и 3 – наклонные, получены из исходного путем наклона оси лопатки исходного варианта СА, соответственно, на 20° и 30° по ходу вращения вентилятора; варианты № 4, 4.1 и 5 – варианты с изогнутой осью (с углом наклона 10° по отношению к оси лопатки исходного варианта на втулке и углами наклона 30° (варианты № 4, 4.1) и 25° (вариант № 5) на периферии по ходу вращения вентилятора). Вариант № 4.1 – перепрофилированный вариант № 4 с учетом изменившихся углов натекания потока на лопатки СА на выбранном режиме работы двигателя.

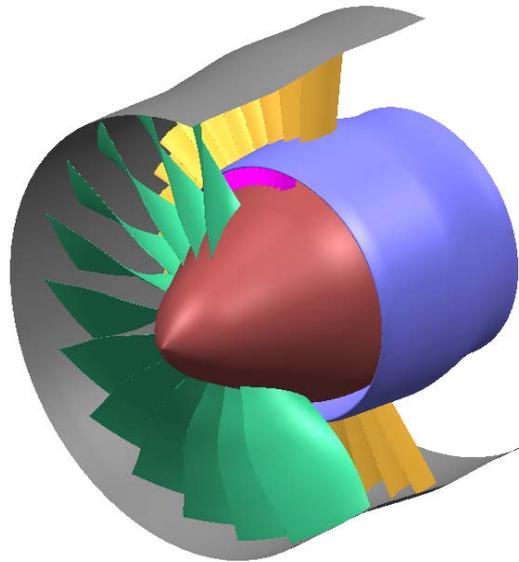


Рис. 1. Геометрическая модель вентиляторной ступени

Газодинамические расчеты

Для возможности корректно поставить условия периодичности газодинамические расчеты проводились при несколько измененном количестве лопаток статоров наружного и внутреннего контуров. В результате расчетная область содержала 1 межлопаточный канал ротора и 2–4 межлопаточных канала СА и НА соответственно (рис. 4).

Для рассматриваемых вариантов были построены расчетные сетки одинаковой топологии и размерности, содержащих порядка 1,5 млн узлов, а затем проведены трехмерные нестационарные газодинамические расчеты ротор/статор-взаимодействия в пакете CFX-5.7. Данный пакет основан на методе контрольных

объемов. В процессе расчета использовалась численная схема второго порядка точности по пространству и времени. Для моделирования турбулентности использовалась стандартная k -я модель. Учет нелинейных эффектов проводился за счет выполнения 5 ньютоновских подытераций на каждом временном шаге.

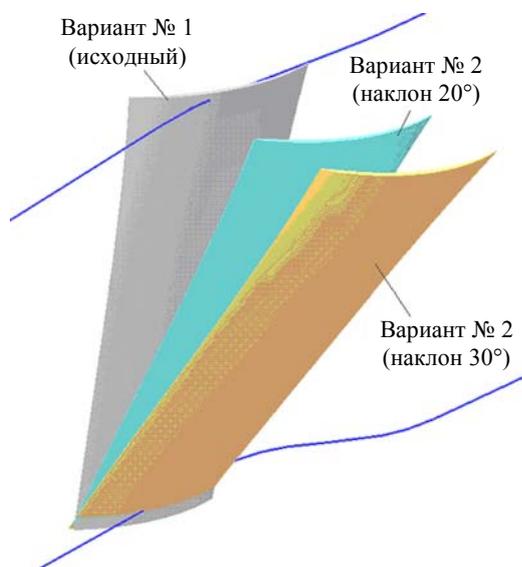


Рис. 2. Три варианта геометрии лопаток СА

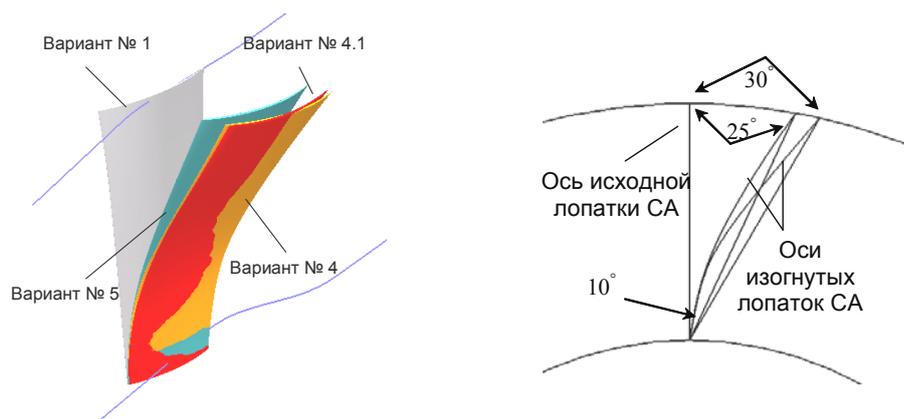


Рис. 3. Варианты геометрии лопаток СА с изогнутой осью

Для анализа акустических эффектов был выбран режим набора высоты, т. е. один из основных режимов работы двигателя, где измеряются акустические характеристики самолета. Изменение КПД, степени повышения давления и коэффициентов запаса было проанализировано на другом режиме работы двигателя, для которого требования по аэродинамическому совершенству вентиляторной ступени максимальны.

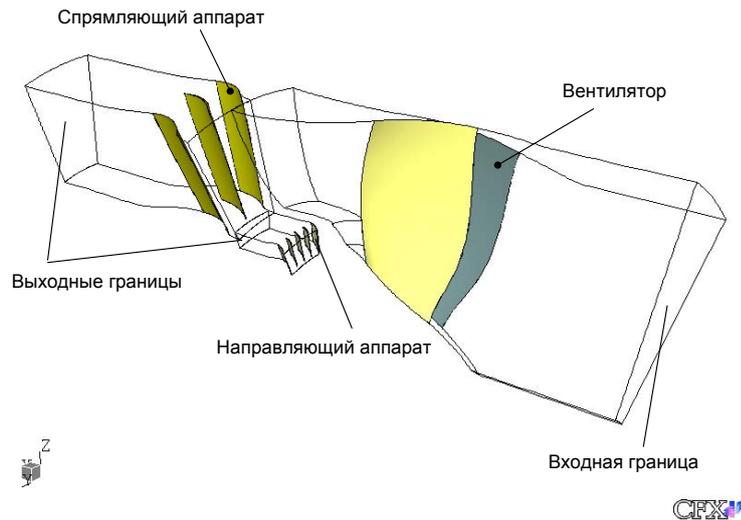


Рис. 4. Расчетная область для исходного (№ 1) варианта лопаток СА

Анализ результатов

По результатам газодинамических расчетов были получены распределения нестационарных параметров потока в расчетной области за период ротор/статор-взаимодействия. Для исходного варианта распределение числа Маха в абсолютном движении в среднем сечении расчетной области и вблизи поверхности лопатки спрямляющего аппарата представлено на рис. 5. Для получения данных по акустическим источникам, в качестве которых рассматриваются лопатки спрямляющего аппарата, делается предположение, что лопатки бесконечно тонкие. В таком случае давление, действующее на поверхность лопаток со стороны спинки и корыта, проектируется на их среднюю поверхность (рис. 6), а разность нестационарного давления между спинкой и корытом на этой поверхности рассматривается как распределенный акустический источник. Далее эти данные подвергаются преобразованию Фурье, после которого для гармоник, кратных частоте следования лопаток вентилятора, можно получить распределение амплитуды разности нестационарного давления (рис. 7). Для получения интегральной характеристики этого распределенного источника данные по распределению амплитуды разности нестационарного давления на выбранной гармонике подвергаются осреднению по площади. На рис. 8 представлено сопоставление осредненной по площади амплитуды разности нестационарного давления на первых пяти гармониках для всех 6 рассматриваемых вариантов.

Анализируя проведенные газодинамические расчеты, прежде всего следует отметить, что при переходе от варианта № 2 к варианту № 3 резко изменяется картина течения, образуются значительные вихревые зоны в расчетной области. Одна из таких зон хорошо заметна на рис. 9. Таким образом, даже предварительный анализ картины течения свидетельствует, что вариант № 3 можно рассматривать как предельный вариант по прямолинейному наклону лопаток в окружном направлении. Далее были рассмотрены два варианта с изогнутой осью наклона (№ 4 и 5), с суммарным углом наклона лопатки на 30° и 25° соответственно. Можно отметить, что

максимальное снижение осредненной амплитуды было достигнуто для варианта № 4. Вариант № 5 был рассмотрен с точки зрения возможного улучшения аэродинамических характеристик вентиляторной ступени при незначительном изменении ее акустических параметров. Однако желаемый результат не был достигнут. Учитывая, что для варианта № 4 был получен максимальный эффект по снижению акустического источника, для этого варианта было проведено перепрофилирование спрямляющего аппарата в соответствии с изменившимися углами натекания (вариант № 4.1). Для данного варианта получено еще большее снижение акустического источника. Следует также отметить, что на первой гармонике (на частоте следования лопаток вентилятора) будет сильно влияние эффекта отсечки, поэтому при анализе различных вариантов большее внимание следует обращать на изменение амплитуды на второй и третьей гармониках. В пользу этого говорит и тот факт, что использование звукопоглощающих конструкций прежде всего направлено на снижение тонального шума на первой гармонике. Таким образом, для реального двигателя вклад второй и третьей гармоник в суммарный уровень шума существенно возрастает.

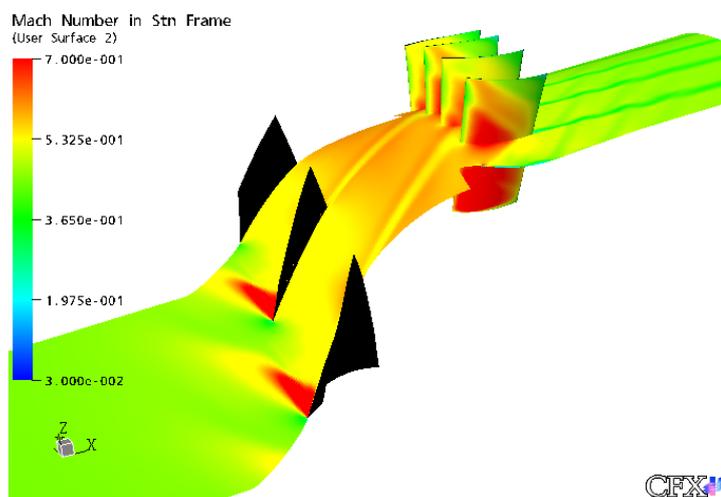


Рис. 5. Число Маха в среднем сечении расчетной области и вблизи лопаток СА

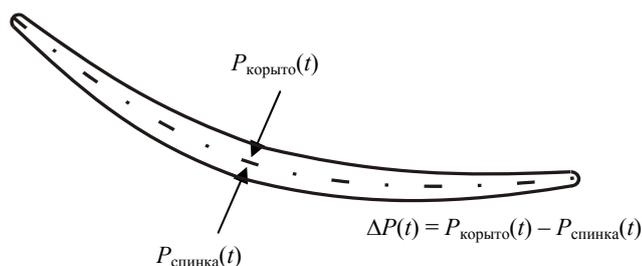


Рис. 6. Схема вычисления разности нестационарного давления на средней поверхности

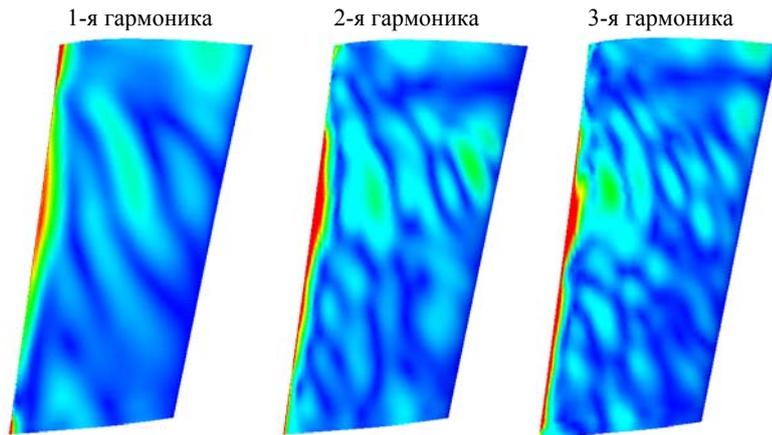


Рис. 7. Распределение амплитуды разности нестационарного давления на первых трех гармониках частоты следования лопаток вентилятора

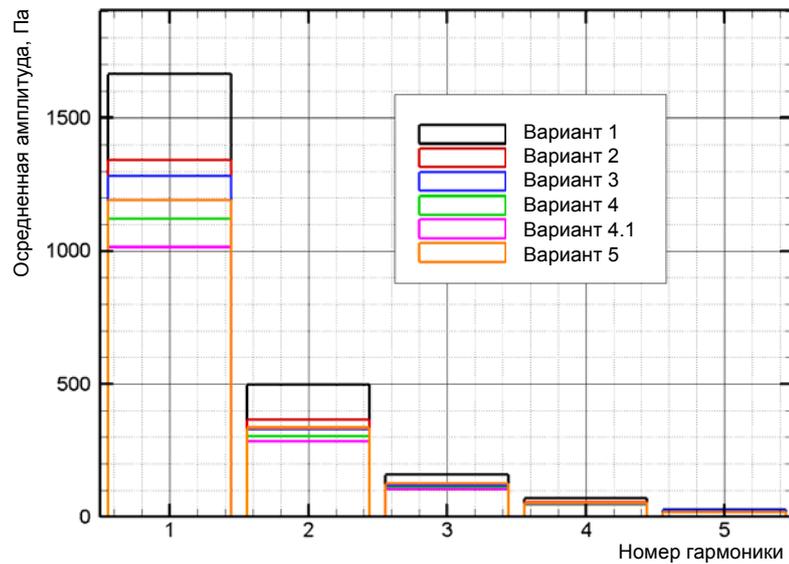


Рис. 8. Осредненная амплитуда разности нестационарного давления для первых пяти гармоник частоты следования лопаток вентилятора

Аэродинамические характеристики вентиляторной ступени представлены на рис. 10, 11. Эти данные представлены в безразмерном виде. В качестве обезразмеривающих параметров выбраны параметры рабочего тела в расчетной точке. Коэффициенты запаса по устойчивой работе вентиляторной ступени представлены в табл. 1, в которой не приведены данные для варианта № 3, поскольку полученные результаты не дают необходимых запасов устойчивой работы.

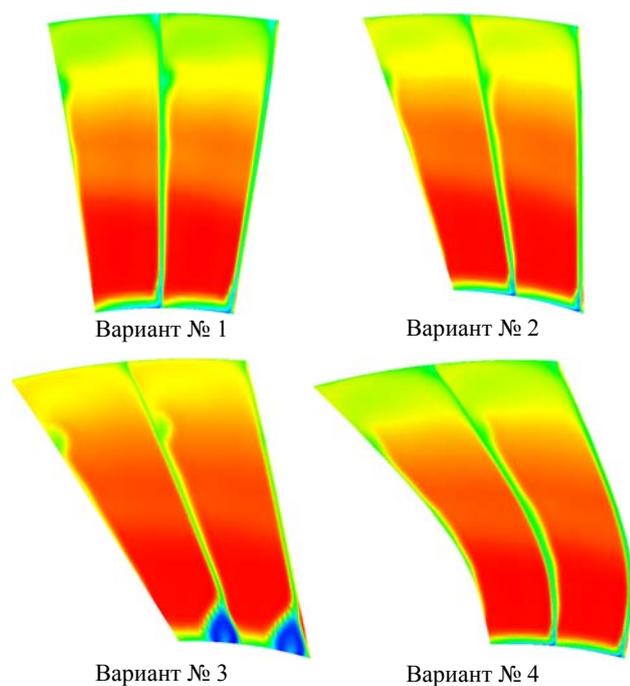


Рис. 9. Распределение полного давления в сечении, расположенном за лопатками СА

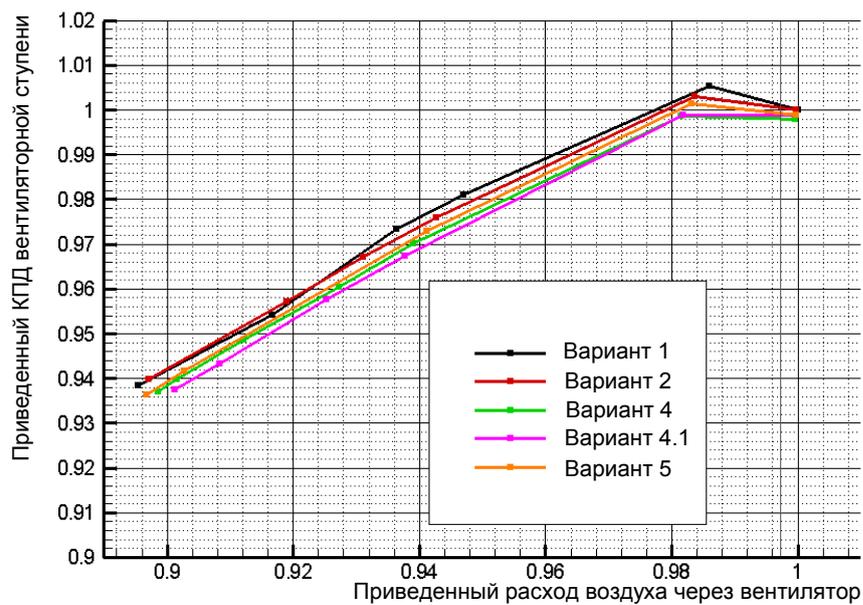


Рис. 10. Зависимости приведенного КПД ступени от приведенного расхода воздуха для пяти вариантов лопаток СА

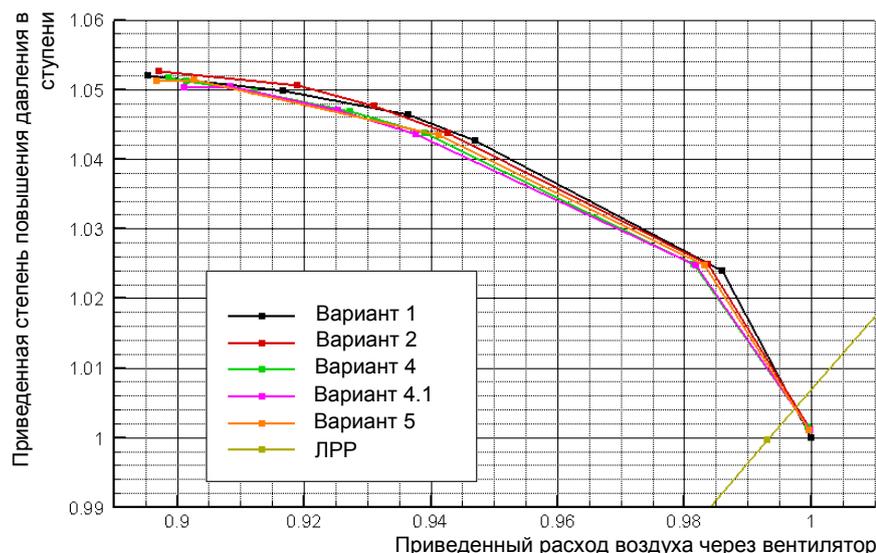


Рис. 11. Зависимости приведенной степени повышения полного давления от приведенного расхода воздуха через вентилятор

Таблица 1. Коэффициент запаса устойчивой работы для исследуемых вариантов

	Вариант № 1	Вариант № 2	Вариант № 4	Вариант № 4.1	Вариант № 5
ΔK_y	17,49 %	17,17 %	16,78 %	16,39 %	17,08 %

Следует отметить, что в целом, несмотря на более высокие параметры степени на расчетном режиме, полученные для варианта 4.1, характеристика данного варианта лежит ниже характеристики варианта № 4. Это привело к еще более низкому коэффициенту запаса для варианта № 4.1 по сравнению с вариантом № 4. С другой стороны, данный вариант имеет минимальную интегральную амплитуду разности нестационарного давления из всех анализируемых вариантов (см. рис. 8). Таким образом, сопоставляя акустические и аэродинамические характеристики вентиляторной ступени рассматриваемых вариантов геометрии СА, следует выделить два параметра которых представлены в табл. 2.

Таблица 2. Сравнение двух вариантов вентиляторной ступени

№ варианта	Снижение амплитуды относительно варианта № 1			Приведенный КПД ступени	ΔK_y , %	Потери в СА, $\sigma_{СА}^*$
		%	дБ			
№ 2	1-я гармоника	19,4	1,88	0,9995	17,17	0,9936
	2-я гармоника	26,5	2,68			
№ 4.1	1-я гармоника	39,15	4,32	0,9978	16,39	0,9931
	2-я гармоника	43,12	4,89			

Вариант № 2 имеет наилучшие аэродинамические характеристики, хорошую технологичность изготовления, однако для этого варианта получено наименьшее

снижение акустического источника. Вариант № 4.1, наоборот, имеет наилучшие акустические характеристики, но обладает некоторой сложностью в изготовлении и худшими аэродинамическими параметрами. Учитывая упрощенность используемой постановки, в дальнейшем планируется выполнение экспериментальных работ для более точного исследования предлагаемых двух вариантов.

Заключение

Проведено подробное исследование шести вариантов геометрии спрямляющего аппарата по возможности улучшения акустических характеристик вентиляторной ступени. Выбрано два наиболее интересных варианта геометрии с точки зрения их дальнейшего внедрения. Учитывая упрощенность используемой постановки, данные варианты планируется исследовать экспериментально. Можно отметить следующие основные упрощения: проводится осреднение амплитуды разности нестационарного давления на поверхности лопатки, при этом происходит частичная потеря информации; отсутствует анализ распространения отдельных акустических мод, их различного затухания в зависимости от окружного волнового числа, воздействия на них вращающегося вентилятора и границ воздухозаборника. Некоторые результаты более подробного анализа к оценке шума вентиляторной ступени в дальнем поле представлены в работах [2; 9].

Следует также выделить преимущества используемого подхода: относительная быстрота в получении акустических результатов (время расчета одного варианта сокращается более чем в два раза); зависимость получаемого решения только от одного решателя; на основе литературных данных можно говорить о том, что получаемые результаты качественно согласуются с экспериментальными данными.

Список литературы

1. *Cunatov, A. M.* К оценке интенсивности тонального шума вентиляторной ступени ТРДД / *A. M. Сипатов, М. В. Усанин* // Известия высших учебных заведений : Авиационная техника. – 2004. – № 4. – Казань, 2004. – С. 23–27.
2. *Sipatov, A. M.* Computational Analysis of Tonal Noise Generated High-Bypass Ratio Fan Stage / *A. M. Sipatov, M. V. Usanin, V. G. Avgustinovich, N. O. Chuhlantseva* // ASME, Turbo-Expo-2005, GT-68857.
3. *Yamagata, A.* CFD Prediction of Unsteady Pressures due to Fan Rotor-Stator Interaction // ISABE-2003, No. 2003–1130.
4. *Tsuchiya, N.* Low Noise FEGV Designed by Numerical Method Based on CFD / *N. Tsuchiya, Y. Nakamura, S. Goto, H. Kodama* и др. // ASME, Turbo-Expo-2004, GT-53239.
5. *Namba, M.* Three-dimensional analysis of blade force and sound generation for an annular cascade in distorted flows, *Journal of Sound and Vibration*. – 1977. – Vol. 50, Issue 4. – P. 479–508.
6. *Kodama, H.* Unsteady lifting surface theory for a rotating cascade of swept blades, *Journal of Turbomachinery* / *H. Kodama, M. Namba*. – 1980. – Vol. 112, July. – P. 411–417.
7. *Manoha, E.* Numerical Simulation of Aerodynamic Noise, European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering / *E. Manoha, S. Redonnet, M. Terracol, R. Guenanff*. – ECCOMAS-2004, Jyväskylä (Finland), 24–28 July 2004, Onera TP 2004-156.
8. *Polacsek, C.* Computation of Fan Tone Noise Generation and Radiation from Engine Inlets, 11th International Congress on Sound and Vibrations / *C. Polacsek, S. Burguburu*. – San Petersburg (Russia), 5–8 July 2004, Onera TP 2004-141.
9. *Sipatov, A. M.* Hybrid Approach For Computation of Tonal Noise Applied to High-Bypass Ratio Fan Stage / *A. M. Sipatov, M. V. Usanin, V. G. Avgustinovich, N. O. Chuhlantseva*. – ISABE-2005, No. 2005-1187.