

# Снижение тонального шума биротативного вентилятора на режиме «посадка» путем увеличения осевого зазора

Дружинин Я.М., Милешин В.И., Россихин А.А.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва

e-mail: aarossikhin@ciam.ru

Основной источник шума биротативного вентилятора – взаимодействие роторов. Его интенсивность существенно зависит от величины зазора между венцами. Поэтому один из путей улучшения акустических характеристик биротативных вентиляторов – увеличение осевого зазора. В статье представлено расчетное исследование аэродинамических и акустических характеристик двух вариантов модельного биротативного вентилятора для ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности, имеющих разный осевой зазор. Целью исследования было оценить преимущество в акустических характеристиках, которого можно достичь путем увеличения осевого зазора, а также влияние такого изменения конструкции вентилятора на аэродинамические характеристики. Показано, что возможно добиться заметного снижения тонального шума вентилятора на режиме «посадка» без существенного снижения его аэродинамических характеристик в проектной точке.

**Ключевые слова:** биротативный вентилятор, тональный шум, аэроакустика

## Reduction of a counter-rotating fan tone noise at the Approach operational conditions by increasing the axial spacing

Druzhinin I.M., Mileshin V.I., Rossikhin A.A.

CIAM, Moscow

The main noise source in a counter-rotating fan is the rotor-rotor interaction. Its power depends significantly on sizes of the axial spacing. Therefore, one of the ways for improving acoustics of the counter-rotating fan is an increase in the axial spacing between blade rows. This work presents a computational study of aerodynamic and acoustic characteristics of two variants of a model counter-rotating fan for turbofan engines with an ultra-high bypass ratio, which have various axial spacings. The study aims to estimate the difference in acoustic performance that could be achieved by increasing the axial spacing as well as the effect of such changes in the fan design on aerodynamic characteristics. As shown, it is possible to achieve a noticeable fan tone noise reduction at the Approach operational conditions without a considerable decrease in the fan aerodynamic performance at design point.

**Keywords:** counter-rotating fan, tone noise, aeroacoustics

### Введение

Турбореактивный двухконтурный двигатель (ТРДД) сверхвысокой степени двухконтурности ( $16 < m < 25$ ) с биротативным вентилятором, как ожидается, должен обладать высокой топливной эффективностью. Однако, чтобы ввести такие двигатели в эксплуатацию, необходимо решить множество проблем, одна из которых –

повышенные уровни шума таких двигателей по сравнению с аналогичными по тяговым характеристикам современными двигателями с однорядным вентилятором.

Конструктивной особенностью вентилятора, существенно влияющей на его шум и аэродинамические характеристики, является размер осевого зазора между рабочим колесом и спрямляющим аппаратом или между рабочими колесами в случае биротативного вентилятора.

Если расстояние между венцами мало (много меньше хорды лопаток), то существенный вклад в генерацию шума вносит как следовое взаимодействие, так и взаимодействие с потенциальной составляющей поля течения. По мере удаления венцов друг от друга вклад потенциального взаимодействия быстро снижается, что приводит к снижению мощности шума, генерируемого вентилятором, и при достаточно большом осевом зазоре им можно пренебречь. Следовое взаимодействие и связанный с ним шум при увеличении осевого зазора также ослабляются. Это ослабление определяется как уменьшением интенсивности следов (дефицита скорости) из-за вязких и невязких эффектов, так и – как будет видно далее – изменением формы следов.

Выбор осевого зазора – это всегда компромисс между акустическими характеристиками (которые обычно улучшаются при увеличении осевого зазора) и аэродинамическими и массогабаритными характеристиками вентилятора. При проектировании биротативных вентиляторов важно иметь представление о том, насколько сильно может данный параметр влиять на указанные характеристики. Целью настоящей работы была количественная оценка снижения шума, а также ухудшения аэродинамических характеристик при увеличении осевого зазора применительно к разработанному в ЦИАМ биротативному вентилятору с неповоротными рабочими лопатками.

В качестве объекта исследования был выбран модельный биротативный вентилятор со сверхвысокой степенью двухконтурности ( $m = 20$ ). Базовый вариант вентилятора прошел обширную программу испытаний на акустическом стенде ЦИАМ. Экспериментальные результаты позволили провести валидацию численных методов расчета аэродинамических и акустических характеристик, примененных при разработке данного вентилятора [1; 2].

С использованием этих методов выполнено исследование аэродинамических и акустических характеристик вентилятора для двух величин осевого зазора: проектной и большей в 1,46 раза. Сначала было исследовано влияние увеличения осевого зазора на аэродинамические характеристики в расчетной точке. Выбор расчетной точки обусловлен тем, что на этом режиме важно обеспечить хорошие аэродинамические характеристики вентилятора. Затем было исследовано влияние увеличения осевого зазора на тональный шум биротативного вентилятора на режиме «посадка». Выбор этого режима определяется тем, что для него в силу меньшей частоты вращения вала требования к размеру расчетной сетки и числу рассматриваемых гармоник существенно ниже, чем для других акустических режимов.

Следует отметить, что у рассматриваемого биротативного вентилятора ротор-ротор-взаимодействие явля-

ется доминирующим источником шума для всех режимов работы, важных с акустической точки зрения. Поэтому некоторые выводы, сделанные на основе расчета на режиме «посадка», можно с осторожностью распространить и на другие режимы.

## Объект исследования

Рассматриваемый вентилятор представляет собой модель диаметром 700 мм вентилятора, приводимого в движение дифференциальным планетарным редуктором, разработанным для перспективного двигателя гражданского самолета. В дальнейшем он будет обозначаться как MB1 (модельный вентилятор один). Схема вентилятора в стендовой компоновке показана на рис. 1. В первом рабочем колесе вентилятора (РК1) восемь лопаток, во втором (РК2) – двенадцать.

Степень двухконтурности на проектном режиме  $m = 20$ . В силу привода от дифференциального редуктора отношение вращающих моментов на первом и втором рабочем колесе должно быть постоянным. Указанное требование отражается на аэродинамике лопаточных венцов. Вентилятор спроектирован с преобладанием по моменту на втором рабочем колесе в 1,48 раза. Параметры вентилятора для расчетной точки, а также для режима «посадка» приведены в таблице.

Для того чтобы исследовать влияние величины зазора между рабочими колесами биротативного вентилятора на аэродинамические и акустические характе-

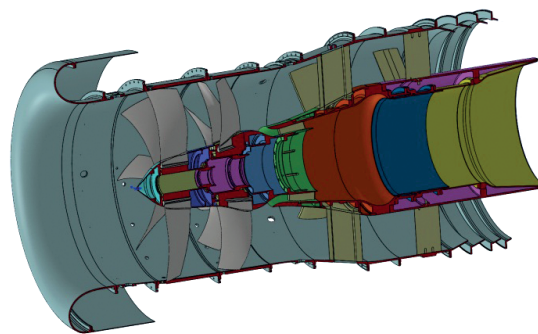
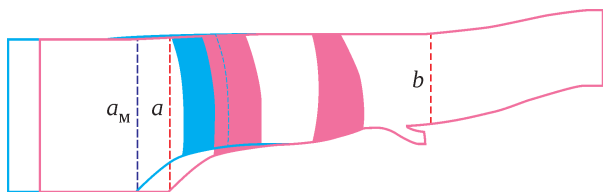


Рис. 1. Объект исследования – модель биротативного вентилятора

Таблица. Параметры модели

Параметр	Расчетная точка	Посадка
Относительная частота вращения вала $\bar{N}$ , %	100	53
$N_1 / N_2$	1	0,93
Окружная скорость РК1, м/с	-212,6	-111,7
Окружная скорость РК2, м/с	212,6	120,7
Степень двухконтурности	20,0	23,33
Приведенный расход воздуха, кг/с	80,8	43,07



**Рис. 2.** Сравнение проточных частей базового и модифицированного вентиляторов ( $a$ ,  $a_m$  и  $b$  – поверхности для модального анализа нестационарного поля течения)

ристики, были рассмотрены два варианта вентилятора: базовый (МВ1) и вариант с увеличенным осевым зазором (МВ1м – модельный вентилятор один модифицированный). Расстояние между выходными кромками лопаток РК1 и входными кромками лопаток РК2 увеличено примерно в 1,46 раза (отношение размера зазора к меридиональной проекции хорды лопаток РК1 меняется с 1,71 до 2,49). Увеличение расстояния между венцами выполнено таким образом, чтобы проточная часть претерпевала минимальные изменения (рис. 2).

## Методы исследования

Первый этап численного моделирования течения в вентиляторе состоит в расчете стационарных полей течения и интегральных характеристик на рассматриваемых режимах работы для ступени с гладкой проточной частью (без использования надроторных устройств). Для их получения используется метод расчета, основанный на решении системы осредненных по Рейнольдсу 3D-уравнений Навье – Стокса (RANS), реализованный в программном комплексе NUMECA FINE/Turbo [3]. В качестве модели турбулентности взята двухпараметрическая модель турбулентной вязкости SST [4]. Решения получены на основе конечно-разностной схемы Джеймсона в относительной системе отсчета [5].

Второй этап исследования состоит в расчете тонального шума вентиляторов с использованием численного метода, разработанного в ЦИАМ [6; 7]. Метод расчета взаимодействия между венцами основан на решении трехмерной системы уравнений Эйлера для возмущений в системе отсчета, связанной с лопаточными венцами.

На первом этапе расчета с использованием полных уравнений RANS и интерфейсов между венцами типа поверхности смешения проводится расчет поля течения в турбомашине в стационарной постановке. Полученные результаты используются как исходные данные для нестационарного расчета. Нестационарный расчет проводится с помощью численных схем высокого порядка.

В рамках данной задачи в качестве метода нестационарного расчета был выбран метод расчета в частотной области [7]. Этот метод позволяет при расчете тонального шума вентиляторов применять соотношения обоб-

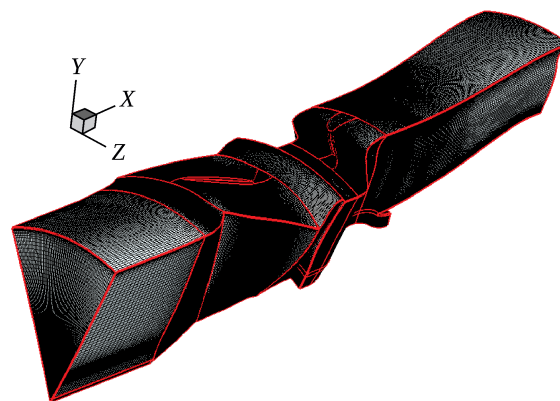
щенной периодичности и ограничить расчетную область при расчете взаимодействия одним венцом для каждого рабочего колеса.

## Расчет стационарного и нестационарного поля течения для рассматриваемых вентиляторов

При проведении стационарных RANS-расчетов использована блочно-структурированная сетка О-Н, построенная с помощью автоматического сеточного генератора (рис. 3). Сетка для каждого из вентиляторов содержит в сумме 9 992 783 ячейки и охватывает по одному межлопаточному каналу каждого рабочего колеса вентилятора. Радиальные зазоры на периферии рабочих колес принимаются равными 0,6 мм. Высота пристеночной ячейки выбрана исходя из требований используемой модели турбулентности для параметра  $y^+ \approx 1$ . Сетка имеет высокое разрешение для наиболее корректного описания распределения скорости в следах.

Расчеты вязкого течения выполнены по приведенным параметрам на входе  $T^* = 288,15$  К,  $p^* = 101\,325$  Па. В сечении выхода использовано условие радиального равновесия течения, фиксируется статическое давление на периферии. На твердых поверхностях заданы условия прилипания и отсутствия теплопередачи. Исследуется проектный режим работы вентилятора. Построение напорной ветки выполнено путем повышения противодавления в выходном сечении при сохранении постоянства соотношения окружных скоростей рабочих колес вентилятора. Условие постоянства соотношения крутящих моментов при этом не выполняется.

Дополнительно для точки на напорной ветке, соответствующей прохождению линии рабочих режимов, для обоих вариантов вентилятора был проведен нестационарный (URANS) расчет. Расчетная сетка в такой постановке моделировала два межлопаточных канала РК1 и три межлопаточных канала РК2. Граничным ус-



**Рис. 3.** Сетка для расчета стационарного поля течения

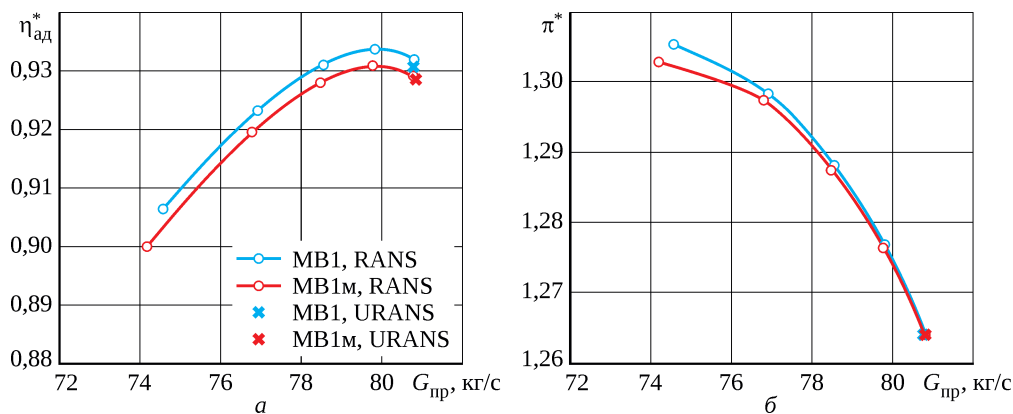


Рис. 4. Интегральные характеристики базового и модифицированного вентиляторов

ловием на выходе из расчетной области поставлено  $p = 102$  кПа на периферии.

Данные, характеризующие расход воздуха, степень повышения полного давления, адиабатический КПД, для проектного режима работы вентилятора ( $\bar{N} = 100\%$ ) представлены на рис. 4. При увеличении осевого зазора между рабочими колесами адиабатический КПД вентилятора снижается на 0,3%. Степень повышения полного давления и массовый расход воздуха сохраняются неизменными. Отмечается хорошее согласование результатов для точек, полученных в стационарном и нестационарном расчетах, – дополнительные потери в области увеличенного зазора не приводят к значимому ухудшению аэродинамической эффективности.

Также был проведен анализ локальных характеристик поля течения, который показал, что на проектном режиме лопаточные венцы обтекает преимущественно дозвуковой поток с локальными сверхзвуковыми зонами. Сравнение полей течения исходного варианта и варианта с увеличенным осевым зазором выявило, что характер обтекания венцов почти не изменяется. Отличия присутствуют в форме вязких следов первого рабочего колеса, приходящих на ротор-ротор-интерфейс, – ввиду большего осевого зазора следы успевают размываться сильнее.

### Исследование влияния осевого зазора на акустические характеристики вентилятора на режиме «посадка»

При проведении расчета тонального шума на режиме «посадка» была поставлена задача получить решение для гармоник с частотой меньше или равной  $6F_1 + 4F_2$ , где  $F_1 = 8N_1$  и  $F_2 = 12N_2$  – частоты следования лопаток первого и второго рабочих колес. Более детально структура тонального шума биротативного вентилятора рассмотрена в [2]. На режиме «посадка» в данном частотном диапазоне обнаруживаются наиболее сильные тона, генерируемые при ротор-ротор-взаимодействии.

Сначала был произведен расчет стационарного поля течения в вентиляторах MB1 и MB1m с использованием программного комплекса NUMECA FINE/Turbo. Для упрощения расчет был выполнен с нулевым радиальным зазором, поскольку в нашем случае он мал по сравнению с диаметром вентилятора ( $d/h \leq 10^{-2}$ , где  $d$  – величина радиального зазора;  $h$  – высота лопатки). Расчетная сетка для стационарного расчета содержала 7,6 млн ячеек.

По результатам этих расчетов был проведен анализ локальных характеристик поля течения, прежде всего

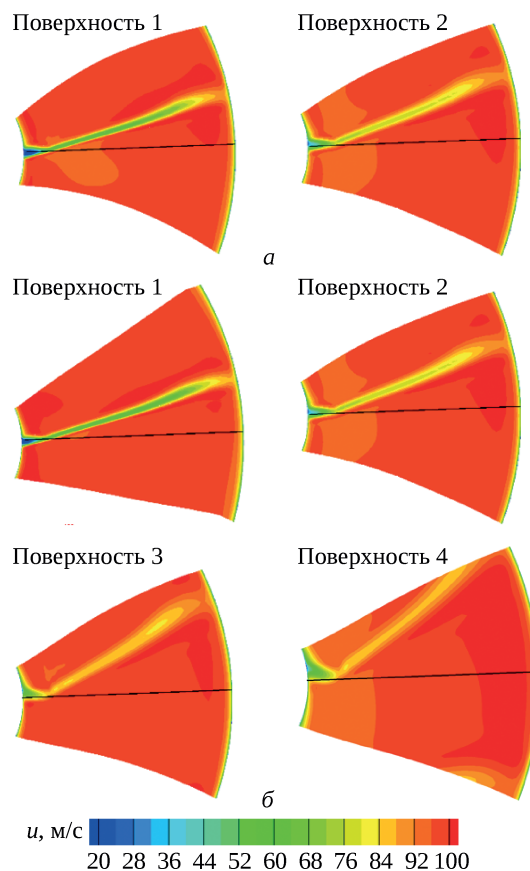


Рис. 5. Поля осевой скорости на поверхностях, расположенных за первым рабочим колесом базового (а) и модифицированного (б) вентиляторов

следов за лопатками первого рабочего колеса. На рис. 5 для вентилятора MB1м представлено распределение осевой скорости в сечениях расчетной области, перпендикулярных оси вращения, сдвинутых относительно вершины выходной кромки лопаток первого рабочего колеса на 5, 7, 11 и 15 см (поверхности расположены в порядке увеличения сдвига, черная линия приведена для указания радиального направления). Для MB1 представлены только результаты для первых двух сечений – остальные сечения для этого вентилятора не проходят через блоки, связанные с первым рабочим колесом. Видно, что в сечениях, находящимся на одинаковом расстоянии от первого рабочего колеса, вентиляторы имеют близкое распределение скорости. По мере удаления от рабочего колеса интенсивность следа снижается. Также можно заметить постепенное изменение наклона следа, вызванное закруткой. Как снижение интенсивности, так и изменение наклона следа в окружном направлении должны приводить к снижению шума вентилятора [8]. Отметим, что на второй эффект можно влиять в процессе проектирования вентилятора, например перераспределяя нагрузку по высоте лопатки.

Следующий этап расчета – расчеты ротор-ротор-взаимодействия с использованием линеаризованных уравнений Эйлера. Анализ, основанный на предположении о свойствах модального состава шума биротативного вентилятора [2], показал: чтобы описать генерацию тонального шума вентиляторами в заданном частотном диапазоне, необходимо в системе отсчета, связанной с РК1, провести расчет для гармоник  $12\omega_0$ ,  $24\omega_0$ ,  $36\omega_0$  и  $48\omega_0$  (где  $\omega_0$  – сумма круговых частот вращения РК1 и РК2), а в системе отсчета, связанной с РК2, – для гармоник  $8\omega_0$ ,  $16\omega_0$ ,  $24\omega_0$ ,  $32\omega_0$ ,  $40\omega_0$  и  $48\omega_0$ . Расчеты проводили методом установления по времени. Было выполнено 10 000 шагов.

Когда решения установились, был проведен модальный анализ пульсаций на входе в вентилятор и выходе из него. Поля течения были разложены на акустические моды в коаксиальном цилиндрическом канале [9]. Поверхности, на которых проведен модальный анализ, показаны на рис. 2.

В рассматриваемом частотном диапазоне для режима  $N = 53\%$  было найдено 13 тонов, на частотах которых вентилятор генерирует распространяющиеся по каналам воздухозаборника и сопла акустические моды (рис. 6). Для обоих вентиляторов мощность излучения из сопла выше (точки отсчета оси ординат на гистограммах одинаковы). Для шума, излучаемого из воздухозаборника модифицированного вентилятора, снижение суммарной мощности для всех тонов составляет 1,6 дБ. Для шума, излучаемого из сопла, снижение составляет 2,1 дБ. Общее снижение мощности тонального шума составляет также 2,1 дБ (шум, излучаемый из сопла, существенно превосходит по мощности шум, излучаемый из воздухозаборника).

Для большинства тонов увеличение осевого зазора приводит к уменьшению мощности излучения. Однако для тона с частотой  $f = 2F_1 + F_2$  мощность излучения как из сопла, так и из воздухозаборника, напротив, несколько выше. Этот тон вносит существенный вклад в общий шум вентилятора, поэтому его поведение заметно влияет на суммарное снижение мощности излучения при увеличении осевого зазора. Для других тонов суммарное снижение мощности излучения из воздухозаборника составляет 5,2 дБ, а для излучения из сопла – 2,7 дБ. Неодинаковое воздействие изменения осевого зазора на мощность излучаемых акустических мод ожидается. Известно, что изменение параметров вихревых возмущений, попадающих на венец, может приводить к снижению эффективности генерации венцом одних

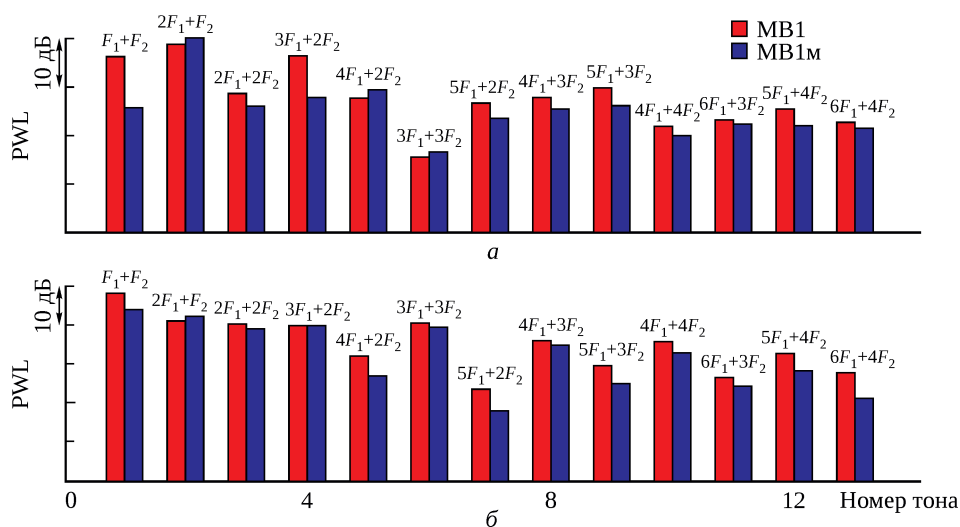


Рис. 6. Результаты модального анализа шума базового и модифицированного вентиляторов, излучаемого из воздухозаборника (а) и сопла (б)

---

акустических мод при увеличении эффективности генерации других. Конкретные причины, по которым мощность излучения данного тона выросла, нужно дополнительно исследовать. Вероятно, наблюдаемый эффект можно уменьшить путем дополнительного подбора величины осевого зазора.

## Заключение

Выполнено расчетное исследование аэродинамических и акустических характеристик модельного биротативного вентилятора ТРДД со сверхвысокой степенью двухконтурности – базового и с увеличенным в 1,46 раза зазором между рабочими колесами.

Показано, что, увеличив осевой зазор, можно добиться заметного снижения мощности тонального шума вентилятора на режиме «посадка» (на 2,1 дБ) без существенного снижения его аэродинамических характеристик для проектной точки (снижение КПД на 0,3%). В силу того, что данный вентилятор является дозвуковым, его

шум определяется прежде всего ротор-ротор-взаимодействием на всех акустических режимах. Поэтому можно с осторожностью сделать предположение, что и для режимов «набор высоты» и «взлет» должно наблюдаться снижение мощности тонального шума вентилятора. Дополнительный вес такому предположению придает то, что на этих режимах работы анализ стационарных полей течения показал: эволюция следа первого рабочего колеса в осевом зазоре подчиняется тем же закономерностям, что и на режиме «посадка».

Согласно результатам анализа поля течения за первым рабочим колесом, снижение уровней шума вентилятора с увеличенным осевым зазором происходит как из-за ослабления интенсивности следов перед вторым рабочим колесом, так и из-за изменения наклона следа в окружном направлении, вызванного закруткой течения. Последний эффект, возможно, является даже более значимым. Это открывает дополнительные возможности для акустической оптимизации биротативных вентиляторов.

## Литература / References

1. Druzhinin Iа.M., Mileschin V.I., Korzhnev V.N. Numerical and experimental investigation of aerodynamic characteristics of model ultra high bypass ratio counter rotating fan // ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 11–15, 2018, Oslo, Norway. Vol. 2A: Turbomachinery. GT2018-76861. 9 p.
2. Numerical and experimental investigation of acoustic characteristics of model ultra high bypass ratio counter-rotating fan / A. Rossikhin, I. Druzhinin, I. Khaletskii, V. Mileschin // ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 11–15, 2018, Oslo, Norway. Vol. 2B: Turbomachinery. GT2018-76878. 10 p.
3. Hirsch Ch. Numerical computation of internal and external flows. Vol. 2: Computational methods for inviscid and viscous flows. Chichester etc. : John Wiley & Sons, 1990. 691 p.
4. Menter F.R. Two equation eddy viscosity model for engineering applications // AIAA Journal. 1994. Vol. 32, nr 8. P. 1598–1605.
5. Jameson A. Time dependent calculations using multigrid, with applications to unsteady flows past airfoils and wings. 1991. (10th Computational Fluid Dynamics Conference, 24–26 June 1991, Honolulu, HI, USA ; AIAA-91-1596).
6. Computational and experimental investigation of unsteady and acoustic characteristics of counter-rotating fans / I.A. Brailko, V.I. Mileschin, M.A. Nyukhtikov, S.V. Pankov // ASME 2004 Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, July 11–15, 2004, Charlotte, North Carolina, USA. Vol. 2, pt. A/B. P. 871–879. HT-FED2004-56435.
7. Numerical method for turbomachinery tonal noise generation and radiation simulation using CAA approach / M.A. Nyukhtikov, A.A. Rossikhin, V.V. Sgadlev, I.A. Brailko // ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, June 9–13, 2008, Berlin, Germany. Vol. 6: Turbomachinery, pt. A/C. P. 887–894. GT2008-51182.
8. Envia E., Nallasamy M. Design selection and analysis of a swept and leaned stator concept // Journal of Sound and Vibration. 1999. Vol. 228, no. 4. P. 793–836.
9. Tyler J.M., Sofrin T.G. Axial flow compressor noise studies // SAE Transactions. 1962. Vol. 70. P. 309–332.

*Материалы получены редакцией 09.02.2023*