

## РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БИРОТАТИВНОГО ВЕНТИЛЯТОРА СО СВЕРХВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ ДВУХКОНТУРНОСТИ

© 2018

- Я. М. Дружинин** инженер отделения 100;  
Центральный институт авиационного моторостроения  
имени П.И. Баранова (ЦИАМ), г. Москва;  
[druzhinin.yar@yandex.ru](mailto:druzhinin.yar@yandex.ru)
- В. И. Милешин** кандидат физико-математических наук, начальник отделения 100;  
Центральный институт авиационного моторостроения  
имени П.И. Баранова (ЦИАМ), г. Москва;  
[mileshin@ciam.ru](mailto:mileshin@ciam.ru)
- А. А. Россихин** кандидат физико-математических наук, начальник сектора;  
Центральный институт авиационного моторостроения  
имени П.И. Баранова (ЦИАМ), г. Москва;  
[rossikhin@ciam.ru](mailto:rossikhin@ciam.ru)

Представлены расчётные исследования аэродинамических характеристик модельного биротативного вентилятора со сверхвысокой степенью двухконтурности ( $m = 20$ ), разработанного в ЦИАМ в рамках европейского проекта COBRA (Innovative Counter rotating fan system for high Bypass Ratio Aircraft engine). Проведено исследование нестационарных особенностей работы биротативного вентилятора, проведён анализ интенсивности ротор-ротор взаимодействия, исследованы особенности прохождения вязких нестационарных следовых возмущений через осевой зазор и лопаточный венец второго ротора. Для вентилятора представлены расчётные исследования тонального шума на режиме «посадка». Исследование проведено с использованием программного комплекса ЦИАМ 3DAS. Получены диаграммы направленности в дальнем поле в передней и задней полусфере для первых 16 гармоник тонального шума. Проведено сопоставление результатов с соответствующими результатами расчёта для биротативного вентилятора с высокой степенью двухконтурности  $m = 10$ , разработанного в проекте VITAL. Дополнительно было проведено сопоставление результатов с экспериментальными данными для вентилятора с  $m = 20$ .

*Биротативный вентилятор; степень двухконтурности; тональный шум.*

---

**Цитирование:** Дружинин Я.М., Милешин В.И., Россихин А.А. Расчётное исследование аэродинамических и акустических характеристик биротативного вентилятора со сверхвысокой степенью двухконтурности // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 2. С. 68-79. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-2-68-79

### Введение

Одной из перспективных компоновочных схем авиационных двигателей является схема ТРДД с биротативным вентилятором со сверхвысокой степенью двухконтурности ( $15 \leq m$ ). Такие двигатели потенциально обещают существенное повышение топливной эффективности по сравнению с современными ТРДД с вентиляторами с высокой степенью двухконтурности. Поэтому исследование акустических и аэродинамических характеристик биротативных вентиляторов со сверхвысокой степенью двухконтурности является актуальным вопросом.

Исследования биротативных вентиляторов имеют большую историю. В СССР концептуальные исследования турбовентиляторных двигателей с высокой степенью двухконтурности начались в 1985 году. Было установлено, что такой тип двигателей может обеспечить значительный прирост в тяге по сравнению с двигателями типа «открытый ротор» и традиционными закапотированными схемами. Результатами этих

исследований явилась разработка хорошо известного двигателя НК-93. В то же время в Германии в рамках объединённой MTU-DLR программы Crisp (counter-rotating integrated shrouded propfan) был разработан закапотированный винтовентиляторный двигатель. Исследования биротативных закапотированных вентиляторов являлись основной частью европейской программы VITAL (EnVIronmenTALly friendly aeroengine) [1-4]. В программе участвовали: ЦИАМ, DLR, Snecma и др. В результате указанными участниками были разработаны и испытаны в ЦИАМ три модели биротативных вентиляторов с высокой степенью двухконтурности ( $m = 10$ ).

Российско-европейский совместный проект COBRA (Innovative Counter rotating fan system for high Bypass Ratio Aircraft engine) является продолжением работ по закапотированным биротативным вентиляторам, имеющим начало в программе VITAL. Главными участниками являются ЦИАМ, DLR, Snecma, Onera. В рамках проекта разрабатываются две модели биротативных вентиляторов со сверхвысокой степенью двухконтурности ( $m \geq 15$ ) и сниженным (по сравнению с результатами, полученными в программе VITAL, и двигателями, эксплуатировавшимися в 2000 году) уровнем шума.

Настоящая работа посвящена модельному биротативному вентилятору с  $m = 20$ , разработанному в ЦИАМ в рамках проекта COBRA. Представлены расчётное исследование аэродинамических параметров и предварительное расчётное исследование акустических характеристик указанного вентилятора.

### Объект исследования

Исследуемый вентилятор был спроектирован с применением современных 1D, 2D и 3D методов. Поскольку вентилятор является 0,7 м моделью биротативного вентилятора, приводимого в движение дифференциальным планетарным редуктором, соотношение вращающих моментов на первом и втором роторе должно быть постоянным на рабочей линии. Указанное требование отражается на аэродинамике лопаточных венцов. Вентилятор спроектирован с 1,42-кратным преобладанием по мощности на втором роторе. Преобладание по мощности на втором роторе оправдано возможностью достичь высокого уровня КПД обоих роторов при требуемых акустических характеристиках. Одной из отличительных черт вентилятора является обратная стреловидность по передним и задним кромкам обоих роторов. Такое решение позволило улучшить аэродинамику в периферийной области за счёт сдвига скачков уплотнения к задним кромкам профилей лопаток. Описанная выше геометрия лопаток оказала влияние на форму вязких следов в виде их наклона и искривления, в особенности для второго ротора.

### Расчётные исследования аэродинамики

Моделирование течения в биротативном вентиляторе со сверхвысокой степенью двухконтурности выполнено в двух постановках: стационарной и нестационарной. Стационарная постановка позволяет оценить интегральные характеристики вентилятора и проанализировать поля течения для различных режимов работы. Нестационарная постановка даёт возможность исследовать нестационарное взаимодействие венцов, однако требует гораздо большего времени счёта. Поэтому для моделирования течения в нестационарной постановке был выбран только расчётный режим.

**Расчётная сетка.** Блочно-структурированная O-H сетка (рис. 1) построена при помощи автоматического сеточного генератора Numeca Autogrid 5. Расчётная область разделена между 18 сеточными блоками. Сетка содержит суммарно 4 112 802 ячеек. Информация о параметрах сетки представлена в табл. 1.

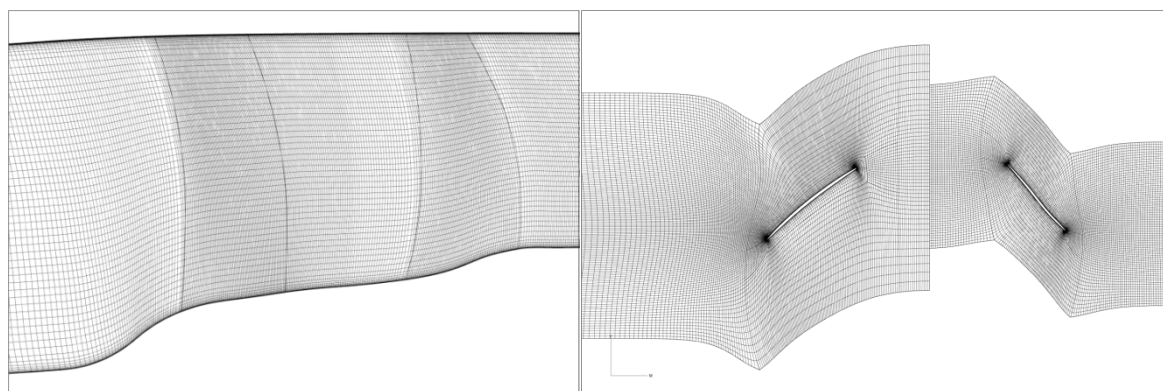


Рис. 1. Меридиональная и b2b проекции расчётной сетки

Таблица 1. Параметры расчётной сетки

Параметр	R1	R2
Число ячеек	2364333	1748469
Число ячеек в радиальном направлении	101	101
Число ячеек в радиальном направлении в радиальном зазоре	21	21
Минимальный угол перекошенности, градус	22.3	17.5
Средний угол перекошенности, градус	79.0	77.0
Максимальный $y^+$	5.2	5.6
Средний $y^+$	1.0	1.2

**Расчёты в стационарной постановке.** Численное моделирование течения выполнено с помощью программного комплекса Numeca FINE TURBO [5] для решения осреднённых по Рейнольдсу трёхмерных уравнений Навье-Стокса на основе разностной схемы Джемсона [6] с двухпараметрической дифференциальной моделью турбулентности SST и расширенным пристеночным моделированием [7].

Расчёты течения выполнены со стандартными граничными условиями на входе:  $T^* = 288,15$  К,  $p^* = 101325$  Па для следующих режимов:  $N_{np} = 1,0; 0,9; 0,8; 0,7; 0,54$ . Согласование решений между венцами выполнено с применением поверхности «mixing plane». Радиальное равновесие задаётся в сечении выхода. Условия непротекания и отсутствия теплопередачи задаются на твёрдых поверхностях.

Результаты численного моделирования представлены на рис. 2. Интегральные характеристики (адиабатический КПД, степень повышения полного давления) в зависимости от расхода по входу в вентилятор представлены отдельно: в левой колонке суммарные параметры вентилятора, в средней – для первого ротора, в правой – для второго. Сравнение результатов с данными по вентилятору CRTF1 (проект VITAL) показало, что адиабатический КПД вентилятора проекта COBRA превосходит CRTF1 на величину 1,4% в расчётной точке. Повышение КПД достигнуто за счёт значительного снижения относительных скоростей и интенсивности ударных волн в результате понижения окружной скорости на 66 м/с и применения профилей с откорректированной диффузорностью.

Анализ полученных результатов показал, что оба ротора вентилятора имеют высокий уровень адиабатического КПД. Второй ротор обладает более высокой степенью повышения полного давления, что способствует повышению относительной скорости потока в межлопаточных каналах второго ротора. На рис. 3 представлены распределения относительного числа Маха в трёх сечениях от лопатки к лопатке (10, 50, 90% вы-

соты проточной части). Течение носит дозвуковой характер в привтулочной части обоих роторов, ударные волны начинают появляться в среднем сечении во втором роторе. Обтекание в периферийной части трансзвуковое для обоих роторов. Число Маха достигает значения  $M = 1,2$  – в первом и  $M = 1,35$  – во втором роторе.

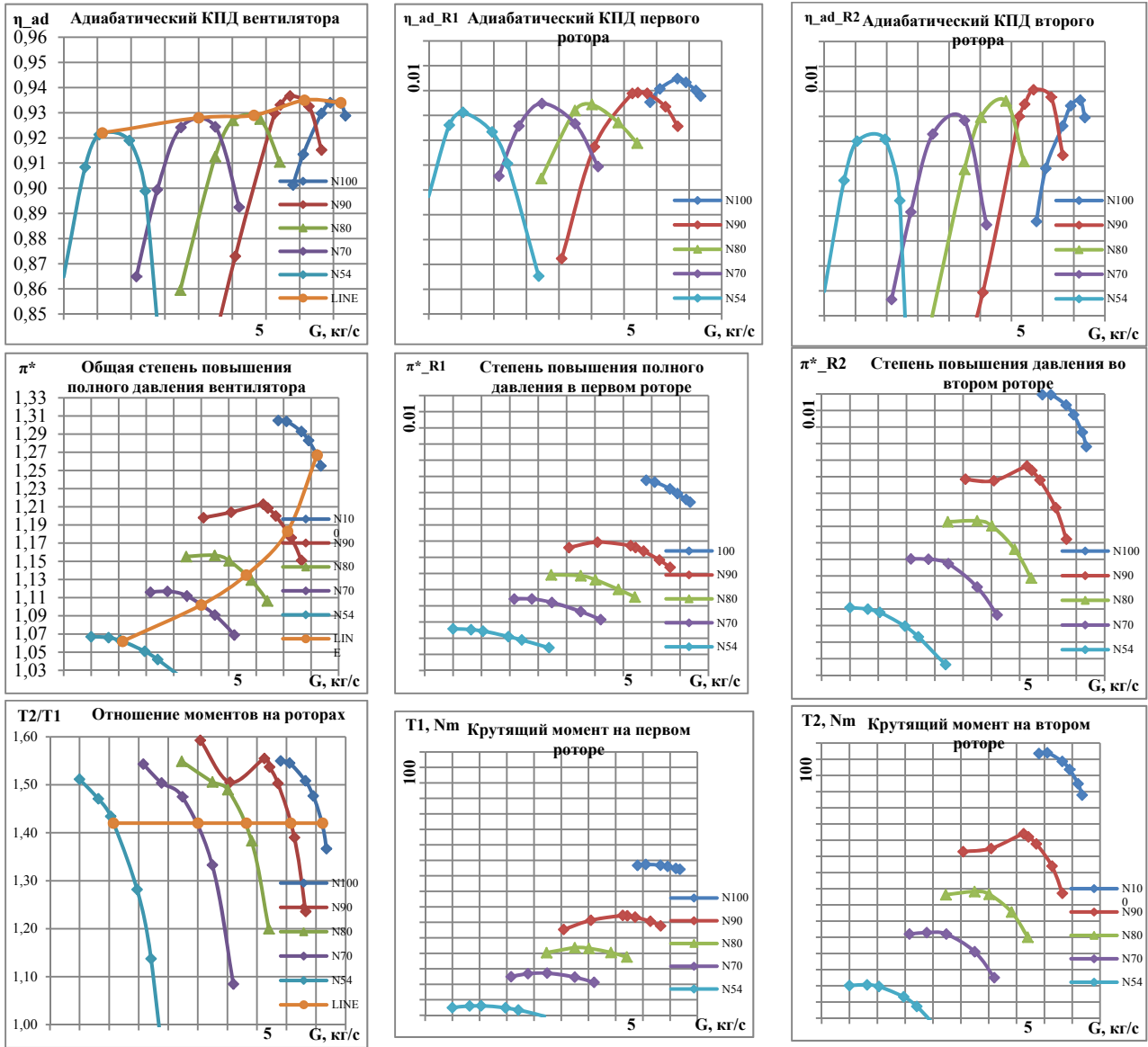


Рис. 2. Интегральные характеристики вентилятора

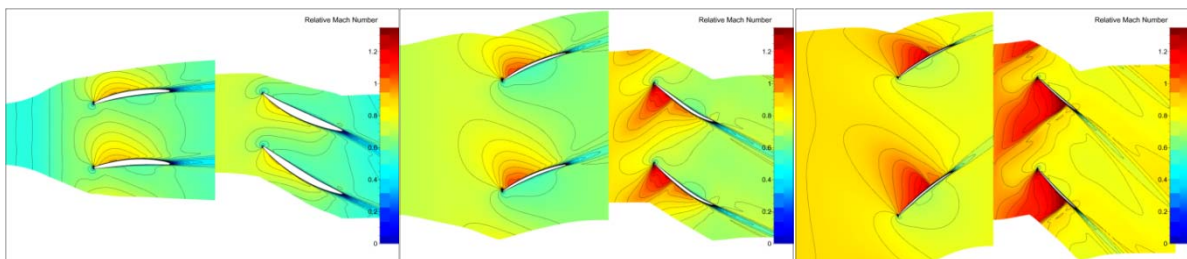


Рис. 3. Распределения относительного числа Маха в b2b сечениях:  $N_{np}=1,0$ . Левый – 10% высоты, средний – 50%, правый – 90%

**Расчёты в нестационарной постановке.** Численное моделирование нестационарного течения выполнено с помощью того же программного комплекса. Были выбраны две точки напорной ветки  $N_{np} = 1,0$ : точка на рабочей линии и точка, соответствующая минимальному значению расхода по входу в вентилятор. Нестационарные расчёты выполнены с теми же граничными условиями и моделью турбулентности, что и в случае стационарной постановки за исключением ротор-ротор интерфейса. Согласование решений между венцами выполнено по технологии скользящих сеток. Расчётная область охватывает два межлопаточных канала первого ротора и три межлопаточных канала второго ротора для выполнения условия общей периодичности.

Физический шаг по времени выбран с учётом числа ячеек в окружном направлении: сеточные блоки поворачиваются на ячейку за один шаг по времени. Число внутренних итераций определяется значением невязки  $RMS = -3$ .

На рис. 4 представлено сравнение результатов, полученных в стационарной (RANS) и нестационарной (URANS) постановках. Маркеры расположены вблизи точек линии – с соответствующим противодавлением. Нестационарная постановка показала более низкие (на 0,3%) значения расхода и степени повышения полного давления. Указанный результат означает, что влияние учёта нестационарного взаимодействия на интегральные характеристики незначительно для режимов без сильных отрывных явлений.

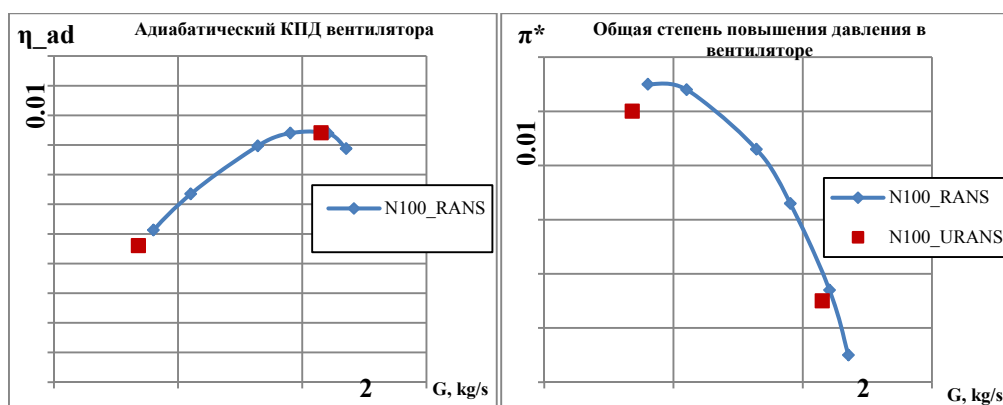


Рис. 4. Интегральные характеристики вентилятора. Результаты стационарных и нестационарных расчётов

На рис. 5 представлены мгновенные поля течения в привтулочной и периферийной части на поверхности от лопатки к лопатке. Анализ распределений показал, что имеются две ключевые особенности нестационарного взаимодействия в биротативном вентиляторе со сверхвысокой степенью двухконтурности: распространение вязких следов с лопаток первого ротора вниз по потоку в осевом зазоре и межлопаточных каналах второго ротора; взаимодействие между скачками уплотнения на лопатках второго ротора с течением в межлопаточных каналах первого ротора.

Распределение полного давления в привтулочной области (рис. 5, слева) демонстрирует наличие сильных следовых возмущений, сходящихся с толстых профилей лопаток первого ротора. Следы возмущают поле течения в каналах второго ротора, а также влияют на состояние пограничного слоя на корыте и, в особенности, на спинке лопаток второго ротора.

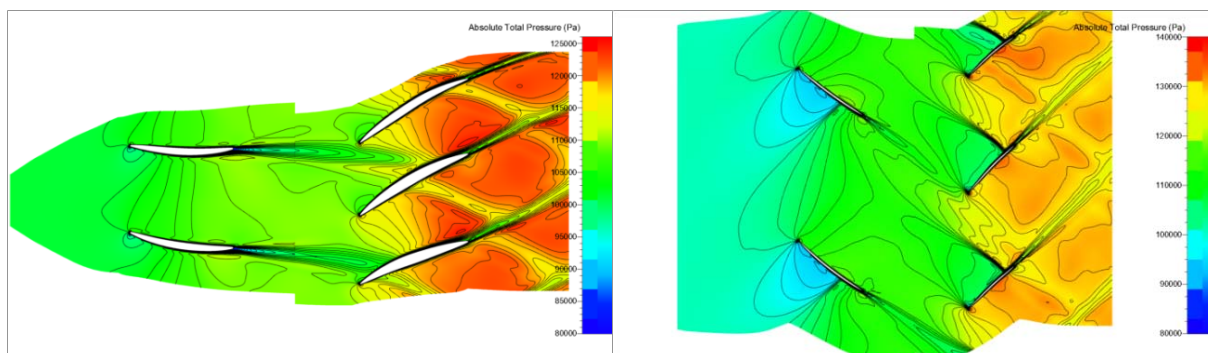


Рис. 5. Мгновенные распределения полного давления, втулка (0,1 высоты, слева) и периферия (0,9 высоты, справа)

Вторая особенность взаимодействия более явно наблюдается в периферийной области (рис. 5, справа). Ударные волны в каналах второго ротора распространяются вверх по потоку и взаимодействуют с вязкими следами и задними кромками первого ротора. Одним из критических параметров, определяющих акустическое совершенство биротативного вентилятора, является величина осевого зазора между венцами. 3D URANS расчёт позволяет сделать первую предварительную оценку интенсивности взаимодействия и проверить, является ли достаточной величина осевого зазора. Распределение полного давления (рис. 5, справа) показывает, что ударные волны ослабевают при прохождении осевого зазора и едва достигают задних кромок первого ротора.

Радиальная структура следов также важна для акустики. На рис. 6 представлены распределения в двух поперечных сечениях вентилятора: за первым ротором в осевом зазоре (слева) и за правым ротором (справа). Анализ распределений показал, что следы лопаток первого ротора имеют скошенный, не радиальный, близкий к линейному вид. Распределение энтропии в сечении за вторым ротором демонстрирует суперпозицию следов первого и второго роторов. Входная закрутка потока и обратная стреловидность лопаток второго ротора обуславливают криволинейную форму следов за лопатками.

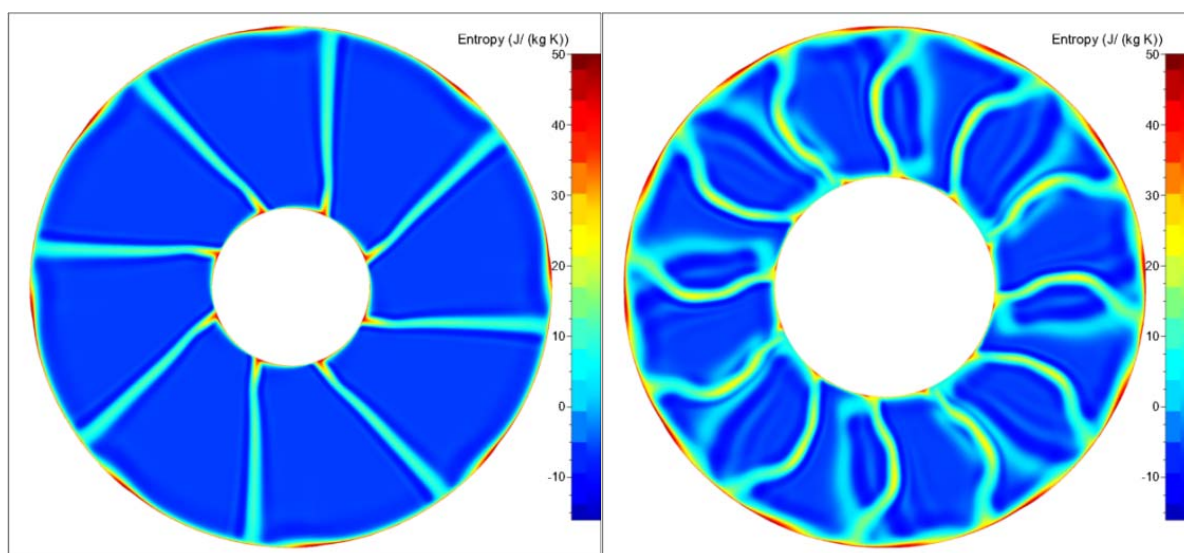


Рис. 6. Мгновенное поле энтропии: сечение за первым ротором (слева) и за вторым ротором (справа)

## **Расчёт тонального шума**

Для того чтобы оценить акустические характеристики вентилятора, был проведён расчёт тонального шума вентилятора в передней полусфере на режиме «посадка». Он соответствует относительной скорости вращения вала 54%. Режим посадки был выбран, поскольку имелись соответствующие экспериментальные данные.

Расчёт был проведён с использованием программного комплекса ЦИАМ 3DAS (3 Dimensional Acoustics Solver) [8;9]. Метод расчёта ротор-статор (ротор-ротор) взаимодействия, реализованный в программном комплексе, основывается на решении трёхмерных уравнений Эйлера для возмущений в системах отсчёта лопаточных венцов. Первый этап расчёта – расчёт среднего поля течения в турбомашине с использованием полных осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, полуэмпирических моделей турбулентности и интерфейсов между венцами типа «mixing plain». Второй этап расчёта – нестационарный невязкий расчёт возмущений поверх стационарного поля течения, производимый во временной области. Взаимодействие между венцами описывается с помощью интерфейсов, обеспечивающих непрерывность параметров поля течения на границе. Уравнения в рамках указанного метода решаются с использованием численных методов вычислительной аэроакустики. Дискретизация по пространству построена на основе метода конечных объёмов с использованием обобщённой на метод конечных объёмов DRP (Dispersion Relation Preserving Scheme) схемы четвёртого порядка [10]. Для дискретизации уравнений по времени используется оптимизированная четырёхшаговая схема Рунге-Кутты (LDDRK – Low Dissipation and Dispersion Runge-Kutta Schemes) второго порядка [11]. Для расчёта излучения в дальнее поле используется полуаналитическая методика, основанная на уравнении Фокс Вильямса – Хоукингса с проницаемой поверхностью интегрирования [12].

## **Сравнение с вентилятором CRTF1**

Для того чтобы оценить снижение шума, достигнутое в процессе разработки вентилятора, были проведены сравнения результатов аэродинамического и акустического расчёта для вентилятора COBRA с результатами расчётов и экспериментальными данными для вентилятора CRTF1 – биротативного вентилятора, разработанного в рамках проекта VITAL. Одним из основных различий между двумя модельными вентиляторами является различие в окружных скоростях роторов. Предполагается, что снижение окружных скоростей для вентилятора COBRA на 23% должно привести к снижению интенсивности тонального шума. Геометрия вентилятора CRTF1 в сравнении с геометрией вентилятора COBRA показана на рис. 7. Число лопаток в первом роторе вентилятора CRTF1 – 10, во втором роторе – 14. Диаметр вентилятора  $D = 0,56$  м. Режим «посадка» для этого вентилятора соответствует относительным оборотам 54%. Степень повышения полного давления для вентилятора CRTF1 на данном режиме примерно в два раза больше, чем для вентилятора COBRA. Степень двухконтурности вентилятора CRTF1 на режиме «посадка» равна 12.

Сравнение акустических характеристик вентиляторов было проведено на режиме «посадка». Результаты расчёта тонального шума в передней полусфере для вентилятора CRTF1 и сравнение этих результатов с экспериментом представлено в [13]. В данном исследовании эти результаты были пересчитаны с использованием для расчёта более детальной геометрической модели вентилятора, включающей вход во внутренний контур, наличие которого не учитывалось в предшествующем расчёте.

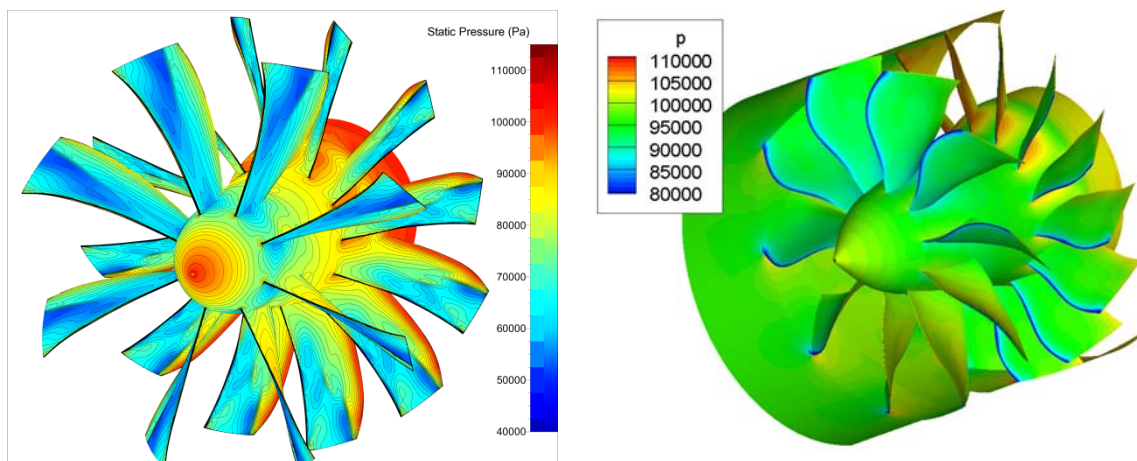


Рис. 7. Биротативные вентиляторы COBRA (слева) и CRTF1 (справа).  
Поле стационарного статического давления на лопатках и на корпусе

Первой стадией расчёта, как и ранее, был расчёт среднего поля течения с использованием программного комплекса NUMECAFINE™/Turbo. Расчётная сетка для второго этапа расчёта (расчёта нестационарных пульсаций) построена на основе сетки для стационарного расчёта и содержит 5 межлопаточных каналов первого ротора и 7 – второго. Чтобы избежать нефизических отражений от границ были добавлены буферные зоны к расчётной области. Размер расчётной сетки – 25 миллионов ячеек. Нестационарный расчёт был проведён во временной области маршем по времени с постоянным шагом. На один оборот требовалось 44 000 шагов. Модальный анализ был проведён для тонов с частотой меньше или равной  $5F_1+3F_2$ . Уровни звуковой мощности для наиболее интенсивных гармоник тонального шума в заданном частотном диапазоне показаны на рис. 8. На последнем этапе расчёта был проведён расчёт распространения шума через воздухозаборник для указанных гармоник. В свою очередь данные о полях пульсации в ближнем поле воздухозаборника использовались для расчёта тонального шума вентилятора в дальнем поле с использованием уравнения Фокс Вильямса – Хоукинга.

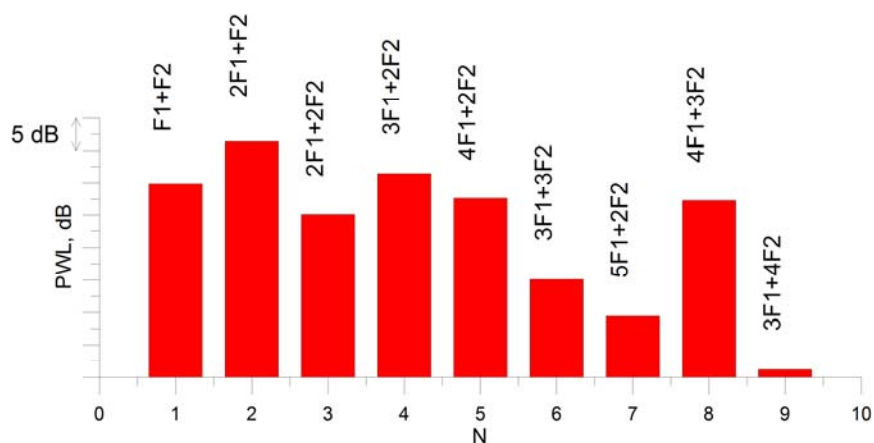


Рис. 8. Интенсивности гармоник тонального шума,  
соответствующих распространяющимся модам. Вентилятор COBRA

Результаты расчёта в дальнем поле были сопоставлены с результатами эксперимента для вентилятора CRTF1 на стенде ЦИАМ Ц-3А [4]. Результаты сравнения показаны на рис. 9. Видно удовлетворительное качественное, а для некоторых позиций микрофонов и количественное, соответствие между результатами расчёта и эксперимента



для всех гармоник за исключением гармоник  $3F1+4F2$  и  $6F1+2F2$ . Однако для данных гармоник уровни тонального шума в эксперименте лежат ниже уровней широкополосного шума в узкополосном спектре. Поэтому их реальное значение не может быть получено из узкополосного спектра с хорошей точностью.

Также было проведено сравнение между уровнями звуковой мощности излучения в передней полусфере для заданных гармоник. Разница между суммарными мощностями звукового излучения в расчёте и эксперименте для этих гармоник меньше чем 0,5 дБ.

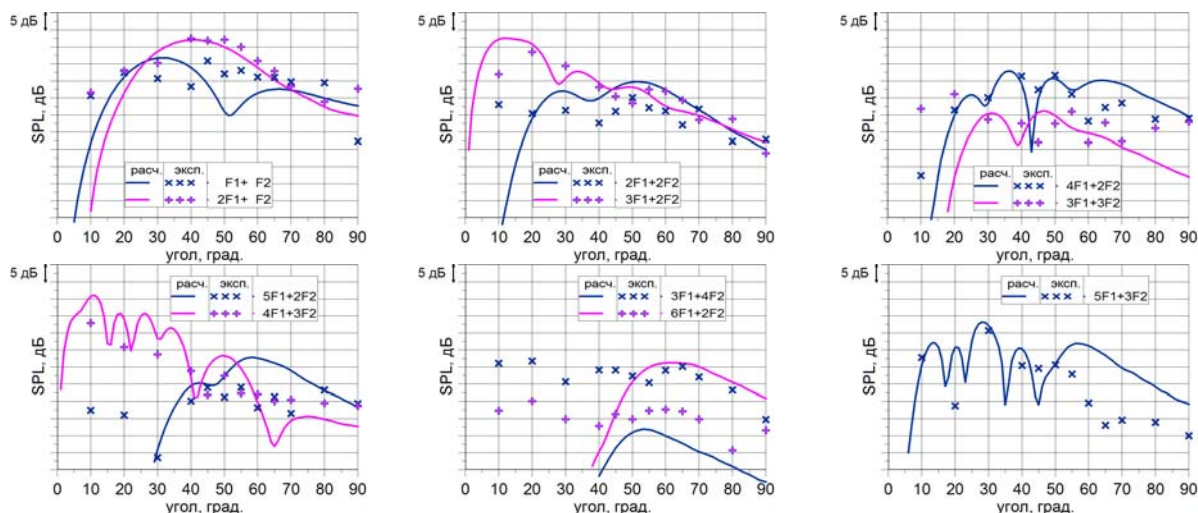


Рис. 9. Диаграммы направленности уровней звукового давления для первых 11 гармоник (вентилятор CRTF1)

Вентиляторы CRTF1 и COBRA имеют различные диаметры и различные расходы, поэтому непосредственное сопоставление уровней шума для них невозможно. Однако для того, чтобы оценить влияние свойств вентилятора на акустические характеристики, можно сравнить шум вентиляторов, нормированный на расход. С этой целью были преобразованы расчётные и экспериментальные данные для вентилятора CRTF1 таким образом, чтобы они соответствовали данным в тех же положениях микрофонов для вентилятора с расходом, соответствующим расходу вентилятора COBRA для режима «посадка».

Сравнение было произведено для двух режимов работы вентилятора COBRA, отличающихся соотношением между скоростью вращения рабочих колёс  $N_1/N_2$  (скольжение роторов) и расходом  $G_{впр}$ . Для первого режима – «посадка»  $N_1/N_2 = 0,9$  и  $G_{впр} = 46,3$  кг/с, для второго режима  $N_1/N_2 = 0,93$  и  $G_{впр} = 43,1$  кг/с. К сожалению, в настоящий момент экспериментальные данные для вентилятора COBRA доступны только для второго режима. Прежде всего были сопоставлены уровни звуковой мощности шума вентиляторов в передней полусфере. Было показано, что для первого режима уровни звуковой мощности на 2,1 дБ меньше, чем у вентилятора CRTF1 на режиме «посадка» после нормировки на расход, а для второго режима уровни звуковой мощности на 2,2 дБ больше. Также было проведено сравнение построенных на основе расчётных и экспериментальных данных суммарных диаграмм направленности уровней звукового давления для вентилятора CRTF1 с построенными на основе расчётных данных суммарными диаграммами направленности для вентилятора COBRA для обоих режимов (рис. 10). Видно, что максимальные уровни шума для вентилятора COBRA для режима с  $N_1/N_2 = 0,9$  ниже, чем для CRTF1, а для режима с  $N_1/N_2 = 0,93$ , наоборот, вы-

ше. Таким образом, шум вентилятора COBRA существенно зависит от скольжения между роторами.

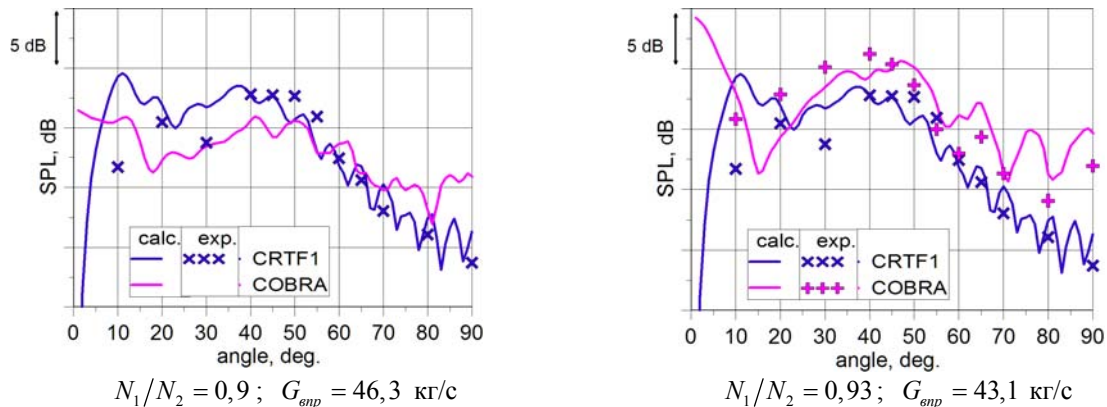


Рис. 10. Суммарные диаграммы направленности уровней звукового давления для вентилятора CRTF1 (расчёт и эксперимент) и для вентилятора COBRA при двух значениях скольжения роторов  $N_1/N_2$

### Заключение

Расчётное исследование особенностей течения в закапотированном биротативном вентиляторе со сверхвысокой степенью двухконтурности выполнено в двух постановках: стационарной (RANS) и нестационарной (URANS). Проведён анализ интегральных характеристик и полей течения в межлопаточных каналах вентилятора. Результаты, полученные в стационарной и нестационарной постановках, хорошо согласуются. Исследованы мгновенные поля течения и характерные особенности нестационарного взаимодействия лопаточных венцов. Установлено, что величина осевого зазора между венцами достаточно велика для ослабления ударно-волнового взаимодействия. Особая форма задних кромок в меридиональной и тангенциальной проекции позволяет влиять на форму вязких следов, распространяющихся вниз по потоку.

Проведено расчётное исследование тонального шума биротативного вентилятора COBRA в передней полусфере для режима «посадка». Результаты исследования были сопоставлены с расчётными и экспериментальными данными для вентилятора CRTF1, разработанного в рамках программы Vital. Для проведения сопоставления вентилятор CRTF1 был отмасштабирован таким образом, чтобы иметь расход, равный расходу вентилятора COBRA для режима «посадка». Сравнение показало снижение шума в передней полусфере для вентилятора COBRA. Полученные для него в расчёте уровни звуковой мощности на 2,1 дБ меньше, чем у вентилятора CRTF1 на режиме «посадка» после нормировки на расход.

### Библиографический список

1. Fateev V., Mileshin V., Pankov S., Shchipin S. Ducted counter-rotation fan thickened blades optimization based on 3D inverse problem solution aiming at fan gasdynamics improvement // 19th ISABE Conference (ISABE-2009). 2009.
2. Lengyel T., Voß C., Schmidt T., Nicke E. Design of a counter rotating fan – an aircraft engine technology to reduce noise and CO<sub>2</sub>-emissions // 19th ISABE Conference (ISABE 2009). 2009.
3. Talbotec J., Vernet M. SNECMA Counter rotating turbo fan aerodynamic design logic & tests Results // 27th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. 2010. V. 4. P. 2550-2559.

4. Khaletskiy Yu., Mileshin V., Talbotec J., Nicke E. Study on noise of counter rotating fan models at CIAM anechoic chamber // 28th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences. 2012. V. 2. P. 1325-1334.

5. Hirsch Ch. Numerical computation of internal and external flows. V. 2. John Wiley & Sons, 1990. 715 p.

6. Jameson A. Time dependent calculations using multigrid, with applications to unsteady flows past airfoils and wings // 10th Computational Fluid Dynamics Conference, Fluid Dynamics and Co-located Conferences. 1991. DOI: 10.2514/6.1991-1596

7. Menter F. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA Journal. 1994. V. 32, Iss. 8. P. 1598-1605. DOI: 10.2514/3.12149

8. Brailko I.A., Mileshin V.I., Nyukhtikov M.A., Pankov S.V. Computational and experimental investigation of unsteady and acoustic characteristics of counter-rotating fans // Proceedings of 2004 ASME Heat Transfer / Fluids Engineering Summer Conference. 2004. V. 2. P. 871-879. DOI: 10.1115/ht-fed2004-56435

9. Nyukhtikov M.A., Rossikhin A.A., Sgadlev V.V., Brailko I.A. Numerical method for turbo machinery tonal noise generation and radiation simulation using CAA approach // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air. 2008. V. 6. P. 887-894. DOI: 10.1115/gt2008-51182

10. Tam C.K.W., Webb J.C. Dispersion-relation-preserving finite difference schemes for computational acoustics // Journal of Computational Physics. 1993. V. 107, Iss. 2. P. 262-281. DOI: 10.1006/jcph.1993.1142

11. Hu F.Q., Hussaini M.Y., Manthey J.L. Low-dissipation and low-dispersion Runge-Kutta schemes for computational acoustics // Journal of Computational Physics. 1996. V. 124, Iss. 1. P. 177-191. DOI: 10.1006/jcph.1996.0052

12. Tyler J.M., Sofrin T.G. Axial flow compressor noise studies // SAE Technical Papers. 1962. DOI: 10.4271/620532

13. Rossikhin A., Pankov S., Brailko I., Mileshin V. Numerical method for 3D computation of turbomachinery tone noise // International Conference Fan 2012.

## COMPUTATIONAL INVESTIGATION OF AERODYNAMIC AND ACOUSTIC CHARACTERISTICS OF AN ULTRAHIGH-BYPASS RATIO COUNTER-ROTATING FAN

© 2018

**Ya. M. Druzhinin** Engineer of Division 100;  
Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation;  
[druzhinin.yar@yandex.ru](mailto:druzhinin.yar@yandex.ru)

**V. I. Mileshin** Doctor of Science (Phys. and Math.), Head of Division 100;  
Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation;  
[mileshin@ciam.ru](mailto:mileshin@ciam.ru)

**A. A. Rossikhin** Doctor of Science (Phys. and Math.), Head of Sector;  
Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russian Federation;  
[rossikhin@ciam.ru](mailto:rossikhin@ciam.ru)

A computational investigation of aerodynamic characteristics of a model ultrahigh-bypass ratio counter-rotating fan ( $m = 20$ ) developed at CIAM within the framework of the European Project COBRA (Innovative Counter Rotating Fan System for High Bypass Ratio Aircraft Engine), is presented in the work. The unsteady nature of the flow in a counter-rotating fan was studied; the rotor-rotor interaction intensity and unsteady viscous wake propagation through the axial gap and second rotor blade were analyzed. The results of numerical investigation of the fan tonal noise in the approach mode are also presented. The acoustic calculations were performed using the in-house CIAM code

3DAS. Far-field directivity diagrams for the first 16 harmonics of tonal noise in the front and rear hemisphere, obtained in the calculation, are shown. The results were compared with the respective results of calculation for a model high-bypass ratio counter-rotating fan with a high-bypass ratio  $m = 10$  (designed in VITAL project). Additionally the results were compared with the experimental results for a fan with  $m = 20$ .

*Counter-rotating fan; bypass ratio; tonal noise.*

---

*Citation:* Druzhinin Ya.M., Mileshin V.I., Rossikhin A.A. Computational investigation of aerodynamic and acoustic characteristics of an ultrahigh-bypass ratio counter-rotating fan. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 2. P. 68-79. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-2-68-79

## References

1. Fateev V., Mileshin V., Pankov S., Shchipin S. Ducted counter-rotation fan blades optimization based on 3D inverse problem solution aiming at fan gasdynamics improvement. *19th ISABE Conference (ISABE-2009)*. 2009.
2. Lengyel T., Voß C., Schmidt T., Nicke E. Design of a counter rotating fan – an aircraft engine technology to reduce noise and CO<sub>2</sub>-emissions. *19th ISABE Conference (ISABE 2009)*. 2009.
3. Talbotec J., Vernet M. SNECMA counter rotating turbo fan aerodynamic design logic & tests results. *27th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*. 2010. V. 4. P. 2550-2559.
4. Khaletskiy Yu., Mileshin V., Talbotec J., Nicke E. Study on noise of counter rotating fan models at CIAM anechoic chamber. *28th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*. 2012. V. 2. P. 1325-1334.
5. Hirsch Ch. Numerical computation of internal and external flows. V. 2. John Wiley & Sons, 1990. 715 p.
6. Jameson A. Time dependent calculations using multigrid, with applications to unsteady flows past airfoils and wings. *10th Computational Fluid Dynamics Conference, Fluid Dynamics and Co-located Conferences*. 1991. DOI: 10.2514/6.1991-1596
7. Menter F. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994. V. 32, Iss. 8. P. 1598-1605. DOI: 10.2514/3.12149
8. Brailko I.A., Mileshin V.I., Nyukhtikov M.A., Pankov S.V. Computational and experimental investigation of unsteady and acoustic characteristics of counter-rotating fans. *Proceedings of 2004 ASME Heat Transfer / Fluids Engineering Summer Conference*. 2004. V. 2. P. 871-879. DOI: 10.1115/ht-fed2004-56435
9. Nyukhtikov M.A., Rossikhin A.A., Sgadlev V.V., Brailko I.A. Numerical method for turbo machinery tonal noise generation and radiation simulation using CAA approach. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air*. 2008. V. 6. P. 887-894. DOI: 10.1115/gt2008-51182
10. Tam C.K.W., Webb J.C. Dispersion-relation-preserving finite difference schemes for computational acoustics. *Journal of Computational Physics*. 1993. V. 107, Iss. 2. P. 262-281. DOI: 10.1006/jcph.1993.1142 81
11. Hu F.Q., Hussaini M.Y., Manthey J.L. Low-dissipation and low-dispersion Runge-Kutta schemes for computational acoustics. *Journal of Computational Physics*. 1996. V. 124, Iss. 1. P. 177-191. DOI: 10.1006/jcph.1996.0052
12. Tyler J.M., Sofrin T.G. Axial flow compressor noise studies. *SAE Technical Papers*. 1962. DOI: 10.4271/620532
13. Rossikhin A., Pankov S., Brailko I., Mileshin V. Numerical method for 3D computation of turbomachinery tone noise. *International Conference Fan 2012*.