

Караджи Сергей Вячеславович

УЛУЧШЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И АКУСТИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ КОЛЕС ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ И
ВЕНТИЛЯТОРОВ ИЗМЕНЕНИЕМ ФОРМЫ ОСИ ЛОПАТОК

Специальность: 05.04.12 - Турбомашины и комбинированные турбоустановки

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук



Москва 2013

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет им Н.Э. Баумана» на кафедре «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки».

- Научный руководитель:** **Тумашев Рамиль Зарифович**
кандидат технических наук, доцент, кафедра
«Газотурбинные и нетрадиционные
энергоустановки» ФГБОУ ВПО «Московский
государственный технический университет им Н.Э.
Баумана»
- Официальные оппоненты:** **Измайлов Рудольф Александрович**
доктор технических наук, профессор, кафедра
«Компрессорной, вакуумной и холодильной
техники» ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский
государственный политехнический университет»
- Землянский Анатолий Васильевич**
кандидат технических наук, доцент, кафедра
«Тепловые двигатели и теплофизика» ФГБОУ ВПО
«Московского государственного технического
университет им Н.Э. Баумана Калужский филиал»
- Ведущая организация:** ФГБОУ ВПО «Российский университет дружбы
народов», кафедра «Теплотехника и тепловые
двигатели»

Защита диссертации состоится «25» апреля 2013 г. в 14 ч. на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

Ознакомиться с диссертацией можно в библиотеке МГТУ Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская д.5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «22» марта 2013 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук, профессор

А. Кузнецов

Кузнецов А.Г.



21.45

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. Уровень шума является важным параметром большинства технических объектов, который влияет на их эксплуатационные свойства, экологичность и конкурентоспособность. Во многих случаях основными источниками шума являются осевые вентиляторы и компрессоры, широко применяемые в различных областях техники (энергетика, транспорт, технологические установки, в частности, газотурбинные двигатели, движители беспилотных летательных аппаратов, системы жизнеобеспечения авиационных и космических аппаратов). Часто ограничения, накладываемые на уровни их шума, являются решающим фактором, определяющим технические характеристики объекта в целом. Одним из направлений улучшения акустических характеристик турбомашин этого типа, интенсивно развивающимся в настоящее время, является формирование сдвига фаз акустических волн от различных сечений лопаток рабочего колеса за счет изменения формы оси совмещения профилей. При определенной величине сдвига фаз сложение акустических волн может приводить к их взаимной компенсации и снижению тонального шума на лопаточной частоте и её гармониках. В настоящее время имеются противоречивые данные о влиянии пространственной формы оси совмещения профилей на снижение шума и аэродинамические характеристики рабочих колес ступени. Поэтому, изучение механизмов генерации шума в рабочих колесах осевых компрессоров и вентиляторов с нерадиальной осью совмещения профилей, особенностей их аэродинамических характеристик и проектирования является актуальной задачей, особенно в связи с непрерывно повышающимися требованиями к допустимым уровням шума осевых турбомашин.

Цель работы состоит в расчетном и экспериментальном исследовании влияния формы оси лопаток на аэродинамические и акустические характеристики рабочих колес осевых ступеней, разработке рекомендаций по профилированию лопаток ступеней с пониженным уровнем шума и улучшенными газодинамическими показателями.

Для выполнения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:

1. Анализ различных источников шума в рабочих колесах дозвуковых осевых компрессоров и вентиляторов и выбор способа снижения уровней шума за счет снижения дискретных составляющих.
2. Разработка программы с применением известных подходов по профилированию лопаток осевых ступеней с радиальной и искривленной осью совмещения, профилирование и изготовление лопаток.
3. Верификация программного комплекса для выполнения расчетных газодинамических исследований лопаточных венцов.
4. Разработка системы измерений пульсаций давления на лопатках вращающегося лопаточного венца для исследования широкополосного шума, проведение испытаний.

5. Газодинамические исследования и измерение уровней шума рабочих колес с различной формой оси совмещения профилей лопатки.

Методы исследований. Для выполнения поставленных целей применялся комплексный подход, основанный как на расчетных, так и на экспериментальных исследованиях. Расчеты выполнялись в программных средах Flowvision и ANSYS CFX. Экспериментальные, аэродинамические и акустические исследования лопаточных венцов проводились на стендах НИМК ЦАГИ.

Научная новизна работы представлена:

1. Предложенными рабочими колесами со средней линией лопаток в виде логарифмической спирали, проекция которых на окружное направление занимает один угловой шаг решетки во втулочном сечении, для снижения дискретных составляющих шума в результате интерференции акустических волн, генерируемых различными её сечениями.

2. Исследованием распределения фаз пульсаций давления вдоль радиуса за рабочим колесом с лопатками различного типа: базовыми (с радиальной осью совмещения профилей лопатки) и серповидными (с загнутой вперед по направлению вращения в плоскости вращения), характеризующим распределение фаз акустических источников тонального шума.

3. Полученной на основе численных и экспериментальных исследований зависимостью коэффициента теоретического напора рабочего колеса с серповидными лопатками от угла наклона оси совмещения, уточняющей методы проектирования лопаточных венцов.

4. Разработанным методом и результатами многоканальных измерений пульсаций давления на стороне разрежения вращающихся лопаток стандартного и серповидного рабочих колес при низких числах Маха (~ 0.1) для детального изучения механизмов генерации широкополосного шума.

5. Патентом на осевое серповидное рабочее колесо с пониженными уровнями шума.

Достоверность и обоснованность представленных результатов обеспечивается:

1. Использованием при профилировании лопаточных венцов метода дискретных вихрей (МДВ), достоверность которого подтверждена методическими и теоретическими фундаментальными исследованиями представителей научной школы С.М. Белоцерковского.

2. Применением лицензированных программных продуктов, проведением исследований в соответствии с ГОСТ 10921-90 на экспериментальных стендах с сертифицированными системами измерений, а также хорошим совпадением результатов расчетных и экспериментальных исследований.

Практическая ценность работы состоит в разработанных рекомендациях для проектирования рабочих колес дозвуковых осевых вентиляторов и компрессоров с серповидными лопатками, имеющими улучшенные акустические и аэродинамические характеристики; методах и

результатах многоканальных измерений пульсаций давления на стороне разрежения вращающихся лопаток стандартного и серповидного рабочих колес.

Апробация результатов исследования. Представленные в диссертации результаты расчетно-теоретических и экспериментальных исследований докладывались на «XV международной научно-технической конференции по компрессорной технике», Казань, 2011, на международном форуме «Промышленная вентиляция – вчера, сегодня, завтра», Барнаул, 2012, заседаниях кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки» МГТУ им. Н. Э. Баумана в 2011-2012 гг.

Публикации. Результаты выполненной диссертационной работы отражены в четырех работах, из них три опубликованы в журналах, входящих в перечень ВАК.

Объем работы: диссертационная работа содержит 137 страницы текста, 100 рисунков, 5 таблиц, состоит из введения, пяти глав, основных выводов и списка литературы, включающего 100 наименований.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в НИМК ЦАГИ, программа по расчету формы лопатки осевых ступеней используется в учебном процессе МГТУ им. Н.Э. Баумана.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении формулируются: актуальность темы диссертационной работы, ее цель и задачи, практическая ценность полученных результатов, научная новизна, показывается обоснованность и достоверность представленных результатов.

В первой главе приводятся причины возникновения шума в лопаточных машинах, разделение источников шума по их типам и обзор современных исследований. Выделяются основные источники шума, требующие снижения: шум вращения (шум нагрузки и вытеснения) и вихревой шум.

Анализ показал, что результаты исследований газодинамической эффективности рабочих колес с лопатками, имеющими искривленную ось совмещения профилей, имеют противоречивый характер. Применение таких лопаток может иметь различное влияние, как на КПД лопаточного венца, так и на коэффициент его напора и приводит к сильному снижению уровней тональных составляющих на лопаточной частоте и её гармониках. Из работ Magliozzi B., Hanson D.B., Amiet R.K. и Мунина А.Г следует, что снижение шума может происходить из-за интерференции сигналов от различных сечений лопатки рабочего колеса, приходящих в точку наблюдения с различной фазой. На примере осевого рабочего колеса вентилятора показана применимость этой теории. Влияние пространственной формы оси совмещения профилей лопатки на широкополосную составляющую акустического спектра, связанную с пульсациями давления на лопатке, требует более детального изучения.

Применение лопаток с искривленной осью совмещения профилей, может быть перспективным для решения задач снижения шума ступеней осевых вентиляторов и компрессоров. Поэтому лопаточные венцы с искривленной

осью совмещения профилей требуют более глубокого численного и, что более важно из-за противоречивости полученных результатов, экспериментального изучения. В известных методиках проектирования осевых дозвуковых лопаточных машин на заданные параметры отсутствуют какие-либо рекомендации по учету влияния нерадиальности оси совмещения лопаток на КПД и коэффициент напора.

Во второй главе приводятся основные уравнения спектрального анализа, необходимые для исследования акустических характеристик и пульсаций давления. Оценены погрешности спектрального анализа, составляющие $\sigma = \pm 0.83$ дБ для интересующего диапазона измерений (до 1 кГц).

Приводятся основные положения и уравнения, необходимые для проектирования (профилирования) лопаточных венцов. Излагаются некоторые из существующих методик профилирования ступеней дозвуковых осевых вентиляторов и компрессоров (Холщевников К.В., Довжик С.А., Брусиловский И.В. и др.), а также основные положения метода дискретных вихрей применительно к задаче проектирования лопаточных машин. Для создания экспериментальных моделей, был выбран МДВ, позволяющий перейти от сложных трансцендентных уравнений к простой системе линейных уравнений:

$$\begin{aligned} \sum_{\mu=1}^N \Gamma_{\mu} [w_{x\mu\nu} \cos(n, x)_v + w_{y\mu\nu} \cos(n, y)_v] = \\ = -W_{1x} \cos(n, x)_v - W_{1y} \cos(n, y)_v, \\ v = 1, 2, \dots, N + 1. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь $w_{x\mu\nu}$ и $w_{y\mu\nu}$ – компоненты скорости, создаваемые цепочкой дискретных вихрей (μ -го вихря этой цепочки в контрольной точке v), W_1 – скорость набегающего на решетку профилей потока, $\vec{n}$ – орт внешней нормали к контуру профиля.

Экспериментальная ступень (рабочее колесо с осевым входом и спрямляющий аппарат) спроектирована на расчетные параметры, характерные для ступени осевого компрессора: коэффициент теоретического напора $\bar{H}_T = 0.23$, коэффициент расхода $\bar{c}_a = 0.5$, относительный диаметр втулки $v = \frac{d_{вт}}{D} = 0.5$, с постоянной циркуляцией скорости вдоль радиуса. Базовая ступень выполнена с рабочим колесом, лопатки которого имеют радиальную ось совмещения профилей, а модифицированная ступень – с рабочим колесом, лопатки которого имеют ось совмещения профилей в виде логарифмической спирали (рис. 1). Угол логарифмической спирали выбирался так, чтобы проекция серповидной лопатки на окружное направление занимала один угловой шаг решетки во втулочном сечении, что должно приводить к разности фаз, равной 2π между втулочным и периферийным сечениями лопатки, и, следовательно, к снижению шума вращения в результате интерференции звуковых волн. Лопатки с осью совмещения, выполненной по логарифмической спирали, имеют те же профили в цилиндрических сечениях, что и базовые лопатки. Проведенный поверочный расчет на прочность спроектированного

лопаточного венца с серповидными лопатками, показал, что запас прочности равен 2.

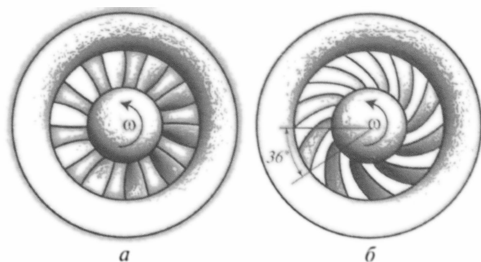


Рис. 1. Общий вид рабочего колеса с радиальной осью совмещения (а) и с осью совмещения, выполненной по логарифмической спирали (б)

В третьей главе приводится описание экспериментального стенда НИМК ЦАГИ для проведения аэродинамических испытаний базовой ступени и ступени с серповидными лопатками рабочего колеса (рис. 2). Наружный

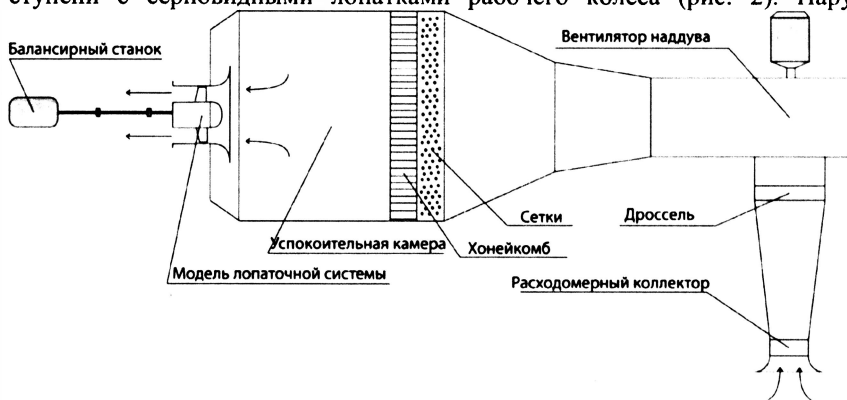


Рис. 2. Схема испытательного стенда НИМК ЦАГИ

диаметр рабочих колес равен $D_{\text{мод}} = 0.7$ м, а частота вращения $n = 750$ об/мин, что обеспечивает проведение испытаний при числах $M \sim 0.1$ и $Re \approx 2 \cdot 10^5$. Степень турбулентности на входе в рабочие колеса составляет $T_u < 1\%$. Так как основной задачей аэродинамических исследований было сравнение газодинамической эффективности рабочих колес с различной формой оси лопаток, то проводились измерения как интегральных параметров рабочих колес (момент на валу, повышение давления, расход, частота вращения), так и параметров потока (давлений и направлений скорости потока за рабочими колесами). Для измерения крутящего момента на валу и частоты вращения использовался прибор Höttinger T50FN (класс точности 0.1), для измерения расхода воздуха использовался тарированный расходомерный коллектор ЦАГИ, выполненный по лемнискате. В связи с невысокими перепадами давлений в элементах проточной части из-за незначительных скоростей потока, применялись высокоточные наклонные спиртовые

манометры конструкции ЦАГИ. Для измерения скоростей потока за рабочими колесами использовались цилиндрический и пятирубчатый насадки, предварительно протарированные в аэродинамической трубе. Размеры насадков по отношению к кольцевой площади за колесами были малы (0.4%) и не оказывали влияния на точность измерений.

На данном этапе исследований изучалось рабочее колесо для исключения эффектов, связанных с взаимодействием подвижных и неподвижных лопаточных венцов. Вход в рабочие колеса осевых ступеней был выполнен по лемнискате, что обеспечивало равномерность параметров потока в радиальном направлении, а также незначительные потери давления. Хонейкомбы и сетки на входе в успокоительную камеру обеспечивали равномерность потока в окружающем направлении и снижение масштаба пульсации давления на входе в рабочее колесо. Поэтому давление заторможенного потока перед рабочим колесом принималось равным давлению в успокоительной камере и рассчитывалось по формуле $P = (h - h_0) \cdot i \cdot k \cdot \Delta \cdot g \cdot \gamma$, где i – синус угла наклона манометра, h_0 – нулевое показание при данном угле наклона, k – тарировочный коэффициент, Δ – поправка на изменение плотности, $g = 9.81 \text{ М/с}^2$ – ускорение свободного падения, γ – удельная плотность спирта. Объемный расход определялся по величине разрежения P_{kol} в коллекторе по формуле $Q = \frac{\pi d_k^2}{4} K_{kol} \sqrt{\frac{2(P_{kol} - P_a)}{\rho}}$, где d_k – диаметр коллектора, K_{kol} – тарировочный коэффициент коллектора. Затрачиваемая мощность определялась измерениями момента на валу и частоты вращения: $N = (M - M_0)\omega$, где M_0 – нулевой момент (механические потери в системе), который определялся из методических экспериментов, а $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость. КПД рабочего колеса определялся как $\eta = \frac{(P + P_d)Q}{N}$, где P_d – динамическое давление на выходе из рабочего колеса, а коэффициенты адиабатического и теоретического напоров по формулам $\bar{H} = \frac{(P + P_d)}{\rho u^2}$ и $\bar{H}_T = \frac{\bar{H}}{\eta}$.

Средние квадратические относительные погрешности измерений параметров ступеней моделей вентиляторов составляют: для объемного расхода $\sigma_Q = 0.99 \%$; для давления заторможенного потока $\sigma_p = 0.86 \%$; для потребляемой мощности N при измерении крутящего момента M и частоты вращения $\sigma_N = 0.54 \%$; определения КПД $\sigma_\eta = 1.5 \%$. Результаты аэродинамических исследований рабочих колес с базовыми и серповидными лопатками представлены на рис. 3.

Экспериментальные исследования показали, что применение лопаток с осью совмещения, выполненной по логарифмической спирали, приводит к снижению коэффициента теоретического напора пропорционально косинусу угла логарифмической спирали, при этом КПД лопаточных венцов остается на том же уровне на режимах, близких к расчетному. Зависимости (практически прямые линии) теоретического напора рабочих колес с серповидными и

базовыми лопатками параллельны друг другу. Оказалось, что при уменьшении угла установки профилей на 3° , прямые совпадают (рис. 3).

Переход к срывному режиму базового рабочего колеса сопровождается разрывом характеристики по расходу. Рабочие колеса с серповидными лопатками имеют расширенную зону устойчивой работы. Переход к срыву становится более плавным и сдвигается с $\bar{c}_a \approx 0.32$ до $\bar{c}_a \approx 0.24$ примерно на 25 % (рис. 3).

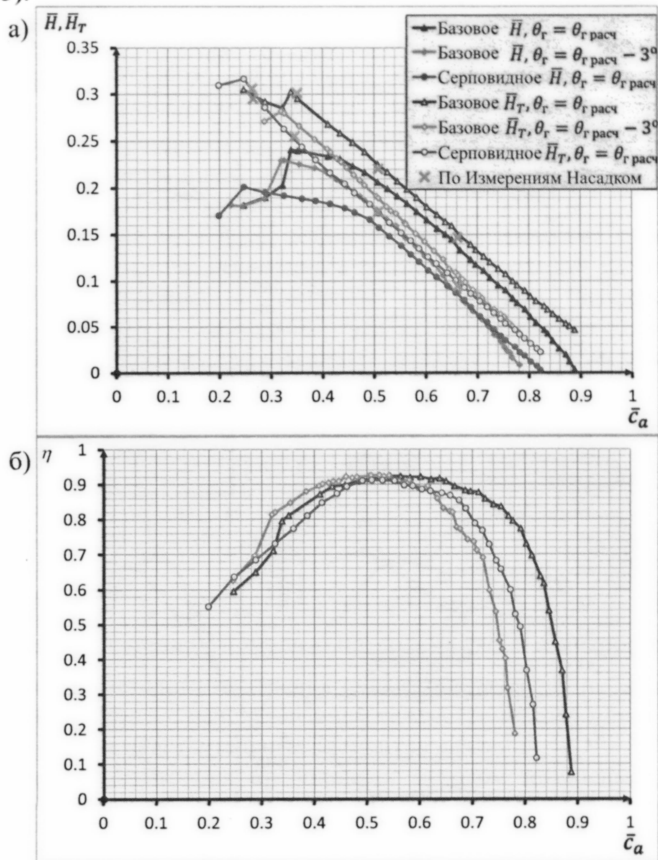


Рис. 3. Зависимость коэффициентов адиабатического и теоретического напора (а) и КПД (б) от коэффициента расхода

Приводятся результаты измерений абсолютной скорости вдоль радиуса на выходе из рабочих колес. В связи с пространственным характером течения и наличием радиальной составляющей скорости за рабочим колесом, кроме цилиндрического, использовался пятирубчатый насадок. Измерения производились на четырех режимах по коэффициенту расхода $\bar{c}_a = 0.25, \bar{c}_a = 0.36, \bar{c}_a = 0.5, \bar{c}_a = 0.67$ (рис. 4, а, б) и были определены:

$$\bar{c}_a = \frac{2}{1-\nu^2} \int_{\nu}^1 \bar{c}_{2a}(\bar{r}) \bar{r} d\bar{r}; \quad (2)$$

$$\bar{H}_T = \frac{\int_{\nu}^1 \bar{c}_{2a}(\bar{r}) \bar{c}_{2u}(\bar{r}) \bar{r}^2 d\bar{r}}{\int_{\nu}^1 \bar{c}_{2a}(\bar{r}) \bar{r} d\bar{r}}, \quad (3)$$

где $\bar{c}_{2u}(\bar{r}) = \frac{c_{2u}(\bar{r})}{u_k}$ и $\bar{c}_{2a}(\bar{r}) = \frac{c_{2a}(\bar{r})}{u_k}$ – безразмерная окружная и осевая составляющие скорости, $\bar{r} = \frac{r}{R}$ – относительный радиус, а u_k – окружная скорость концов лопаток.

Получено хорошее совпадение коэффициентов расхода $\bar{c}_a$ и теоретического напора $\bar{H}_T$ по измерениям скоростей вдоль радиуса с полученными значениями при помощи расходомерного устройства и измерителя крутящего момента (рис. 3, а).

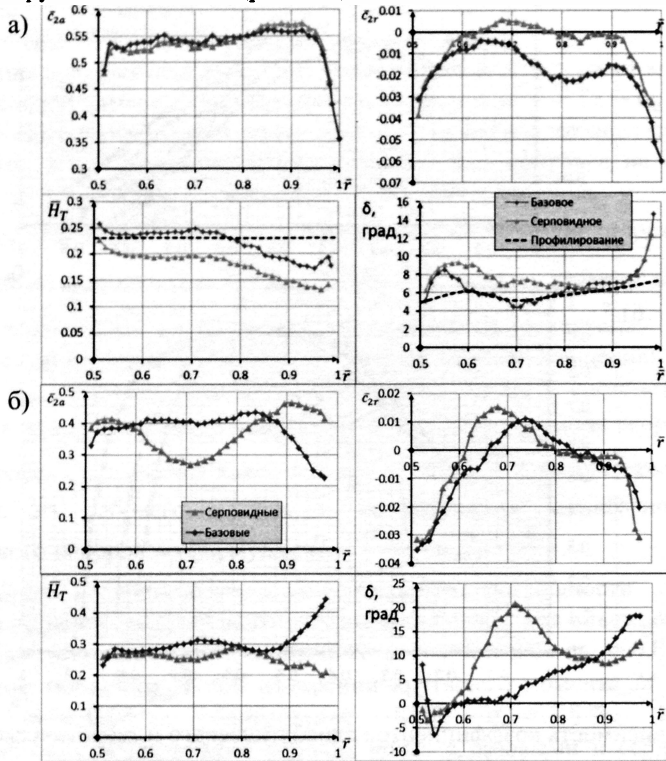


Рис. 4. Распределение осевой безразмерной скорости, радиальной безразмерной скорости, коэффициента теоретического давления и углов отставания вдоль радиуса за различными рабочими колесами на расчетном режиме $\bar{c}_a = 0.5$ (а) и предпроектном режиме $\bar{c}_a = 0.36$ (б)

На расчетном режиме и режимах с большей производительностью характер изменения коэффициента теоретического напора $\bar{H}_T$ по длине лопатки рабочего колеса (при осевом входе в рабочее колесо – приблизительно

соответствует циркуляции скорости за рабочим колесом $\vec{r}\vec{c}_{2u}$) в базовом и серповидном рабочих колесах сохраняется. Постоянства $\vec{H}_T$ вдоль радиуса на расчетном режиме, в свою очередь, свидетельствует о равенстве амплитуд шума нагрузки вдоль радиуса для обоих рабочих колес. Рабочее колесо с серповидными лопатками характеризуется большими углами отставания. Радиальная компонента скорости оказывает заметное влияние на результаты измерений цилиндрическим насадком в привтулочной и периферийных областях, это свидетельствует о том, что их можно применять для качественного изучения картины течения.

Измерения на предсрывном режиме показали (рис. 4, б), что распределение скоростей вдоль радиуса на выходе из базового и серповидного рабочих колес имеет принципиально разный характер при переходе к срывному режиму. Это обусловлено иным видом локального отрыва, возникающего на лопатках серповидного рабочего колеса.

Четвертая глава посвящена исследованию акустических характеристик базового и серповидного рабочих колес и пульсаций давления на поверхности лопаток. Схемы испытаний с помощью микрофонов (непосредственное измерение звуковых давлений) и интенсиметра (измерение интенсиметрическим зондом) для измерения звуковой мощности приведены на рис. 5.

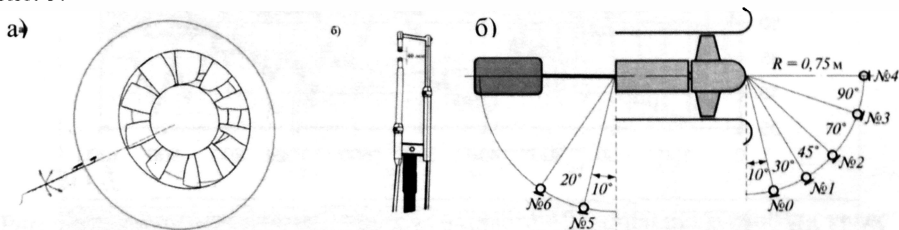


Рис. 5. Схемы испытания с помощью интенсиметра (а) и микрофонов (б)

Представлена методика измерения пульсаций давления на вращающихся лопатках рабочего колеса с использованием телеметрического метода передачи данных и кремниевых чувствительных элементов давления.

Акустические измерения проводились методом интенсиметрии ввиду того, что заглушенная камера НИМК ЦАГИ сертифицирована для измерений микрофонным методом в частотном диапазоне не ниже 200 Гц, а лопаточная частота для исследуемых колес составляет $f_z = \frac{nz}{60} = 125 \text{ Гц}$.

Метод интенсиметрии позволяет снизить влияние отраженного сигнала и производить измерения в частотном диапазоне не ниже 50 Гц. Получены спектры плотности звуковой мощности на стороне всасывания на трех режимах по производительности $\bar{c}_a = 0.36, \bar{c}_a = 0.43, \bar{c}_a = 0.5$. На рис. 6, а приведен пример узкополосного спектра для $\bar{c}_a = 0.5$. При других производительностях спектры имеют аналогичную форму. Широкополосная составляющая спектра плотности звуковой мощности практически одинаковая, но на второй гармонике лопаточной частоты присутствует сильное снижение шума ($\sim 15 \text{ дБ}$),

приводящее к снижению суммарного уровня звуковой мощности на стороне всасывания на 1.5-2 дБ в широком диапазоне по производительности $\bar{c}_a = 0.36 \dots 0.5$ (рис. 7).

Погрешности измерения микрофонным способом составляют ± 0.5 дБ, а методом интенси́метрии в интересующем диапазоне (до 1 кГц) и с выбранной базой (расстояние между микрофонами в зонде) ± 1 дБ.

Ввиду того, что уровни шума связаны с повышением давления, создаваемым рабочим колесом, методом интенси́метрии была измерена плотность звуковой мощности базового рабочего колеса при другом угле установки. При уменьшении угла установки базового рабочего колеса на 3 градуса, коэффициенты повышения давления базового и серповидного рабочих колес практически совпадают, при этом также наблюдается снижение шума на ту же величину, это свидетельствует о том, что причиной снижения шума является форма оси лопаток, а не изменение уровней давления (рис. 6, б).

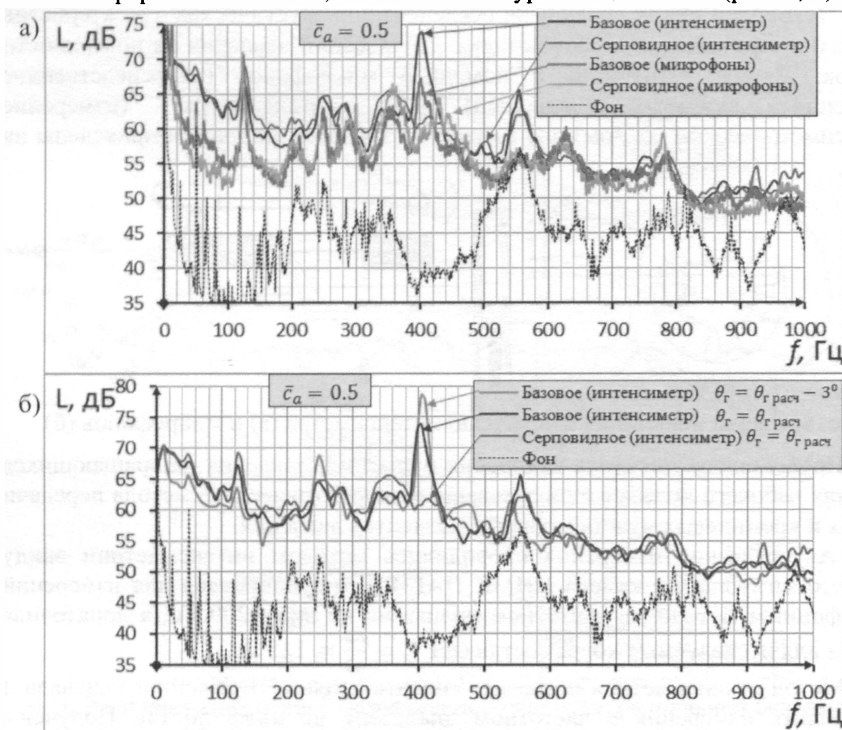


Рис. 6. Спектры плотности звуковой мощности на стороне всасывания при использовании разных методов измерения (а) и при разных углах установки лопаток базового рабочего колеса (б)

Испытания проводились при низких числах Маха, поэтому для оценки снижения уровней шума при использовании серповидных лопаток на больших окружных скоростях (220 м/с) был произведен расчет по формуле, 10

предложенной Hanson D.B. для нахождения шума нагрузки и вытеснения при различных скоростях потока.

Расчет показал, что применение серповидных лопаток с выбранной формой оси также приводит к снижению шума при больших ($M \approx 0.7$) дозвуковых окружных скоростях.

Увеличение углов отставания для рабочего колеса с серповидными лопатками по сравнению с базовым, свидетельствует об увеличении ширины следа, что, в свою очередь, должно приводить к увеличению уровней широкополосного шума. Акустические же измерения этого не показали, поэтому для более детального изучения механизмов генерации широкополосного шума была разработана методика измерений пульсаций давления на лопатках рабочего колеса осевой турбомашины при низких амплитудах пульсаций (до 40 Па), и создана многоканальная система измерений. Произведена проверка параметров звуковой платы компьютера для сбора информации и предусиления.

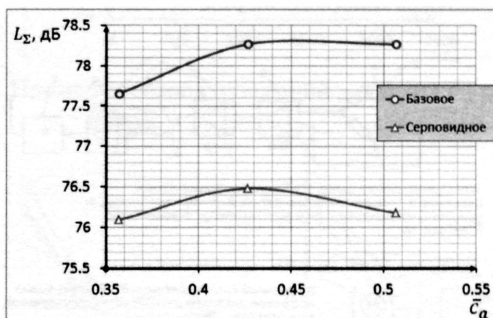


Рис. 7. Суммарная звуковая мощность базового и серповидного рабочих колес на стороне всасывания

В связи со сложностью снятия сигнала с вращающихся элементов с помощью контактного съема, был выбран способ передачи данных с помощью радиосигнала, модулированного по фазе и по амплитуде. Использовался кремниевый чувствительный элемент давления. Методические исследования показали, что соотношение сигнал/шум для широкополосного сигнала составляет 10-30 дБ в зависимости от канала и датчика, что соответствует погрешностям измерений 3-30%.

Восемь датчиков были расположены на стороне разрежения лопатки как показано на рис. 8. Датчики располагались на среднем радиусе, у втулки и на периферии (относительный радиус $\bar{r} = 0.6; 0.79; 0.9$). Для того чтобы избежать влияния пограничных слоев на втулке и на корпусе, на периферии, датчики были расположены на некотором расстоянии от них. По хорде датчики были расположены на расстояниях от носика профиля $\bar{l} = \frac{l}{b} = 0.11; 0.4; 0.7$. Здесь l – расстояние от передней кромки, а b – хорда лопатки.

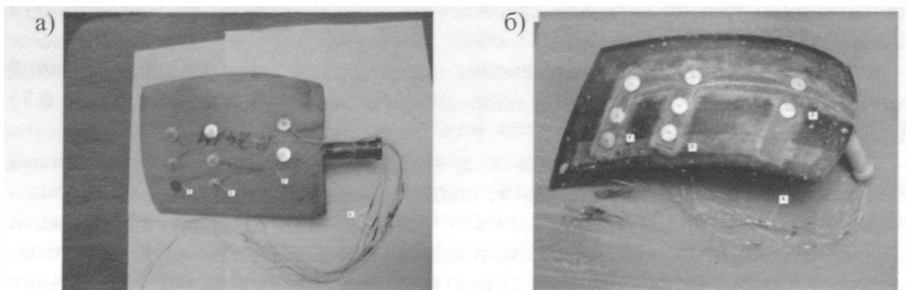


Рис. 8. Общий вид базовой (а) и серповидной (б) лопаток с датчиками пульсаций давления

Пульсации давления измерялись на тех же четырех режимах, что и профили скоростей. Предварительно были получены корректирующие функции измерительных каналов и произведена калибровка датчиков пистонфоном, блок-схемы их определения показаны на рис. 9.

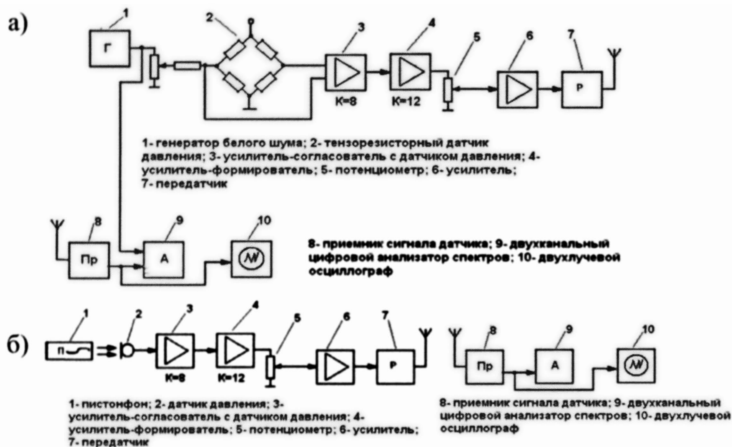


Рис. 9. Блок-схемы определения корректирующей функции (а) и калибровки (б)

Получено, что уровни и формы спектров пульсаций давления на стандартной и серповидной лопатках вращающегося рабочего колеса существенно не отличаются (рис. 10). Это соответствует сохранению уровней широкополосной составляющей спектра плотности звуковой мощности для рабочих колес с серповидными и базовыми лопатками.

Суммарные уровни пульсаций на различных режимах получены интегрированием спектров пульсаций в диапазоне от 100 до 2500 Гц (рис. 11). Видно, что уровни пульсаций на несрывных режимах составляют $\sim 1\%$ от $\frac{pu^2}{2}$, а на срывных режимах $\sim 5\%$. При этом для обоих колес, уровни пульсаций практически одинаковые.

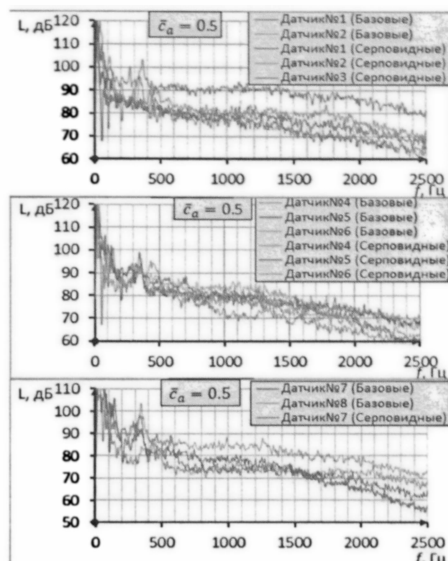


Рис. 10. Пример спектров пульсаций давления на расчетном

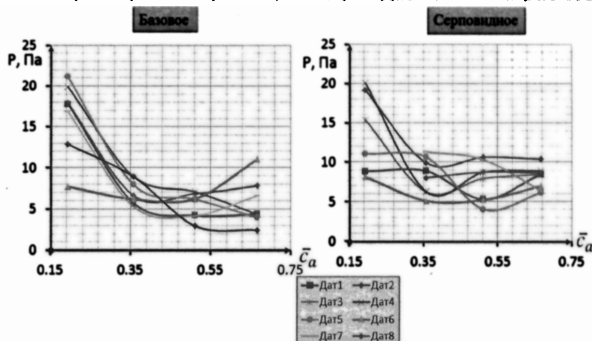


Рис. 11. Уровни пульсаций давления с различных датчиков на лопатках различных рабочих колес

Для более детального изучения распределения фаз и амплитуд вдоль радиуса на выходе базового и серповидного рабочих колес, были проведены измерения, при которых один датчик пульсаций давления зафиксирован на неподвижной втулке, а второй датчик перемещается с постоянной скоростью вдоль радиуса за рабочим колесом.

Применение взаимно-спектрального анализа сигналов неподвижного и движущегося вдоль радиуса датчиков позволило получить распределение амплитуды и фазы пульсаций давления вдоль радиуса за исследуемыми рабочими колесами.

Распределение пульсации давления вдоль радиуса за РК (рис. 12) показало повышенные уровни пульсаций на периферии для серповидных

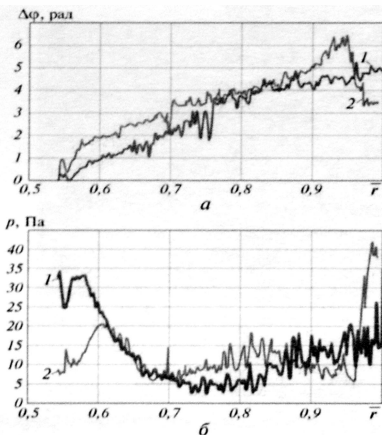


Рис. 12. Распределение фаз (а) и амплитуд (б) пульсаций давления на расчетном режиме вдоль радиуса для базового (1) и серповидного (2) рабочих колес для лопаточной частоты

лопаток, а также нежелательное изменение фазы. Это, по-видимому, привело к отсутствию снижения уровней шума на лопаточной частоте.

В пятой главе приводится численный расчет течения в рабочих колесах, лопатки которых имеют различную ось совмещения профилей на программных комплексах Flowvision и ANSYS CFX. Верификации расчета (рис. 13) показала лучшее совпадение с экспериментом для программного комплекса Flowvision. Данный расчет дает возможность оценить картину течения во вращающихся межлопаточных каналах рабочих колес.

Показано, что на режиме, при котором в базовом рабочем колесе происходит срыв практически по всей длине лопатки, в рабочем колесе с серповидными лопатками, у втулки возникает отрыв, сносимый в середину

лопатки (рис. 14). Это, по-видимому, приводит к расширению зоны стабильной работы рабочего колеса с серповидными лопатками.

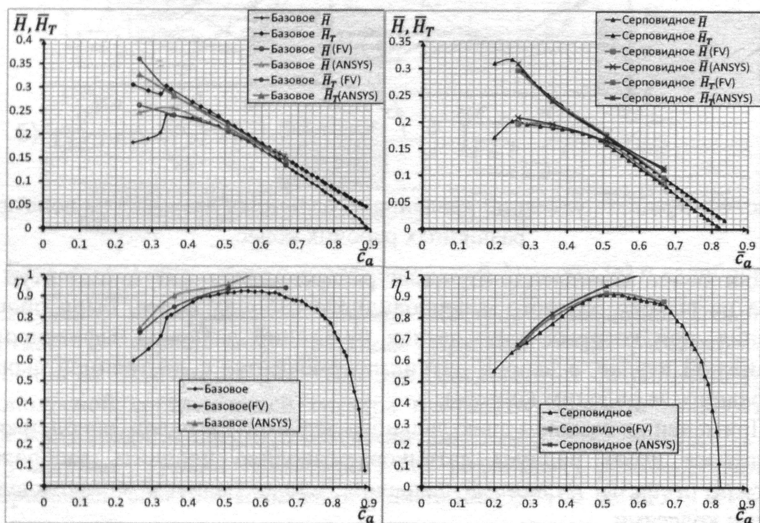


Рис. 13. Расчетная и экспериментальная зависимости коэффициентов теоретического и адиабатического напора, а также КПД от коэффициента расхода для серповидного (справа) и базового (слева) рабочих колес

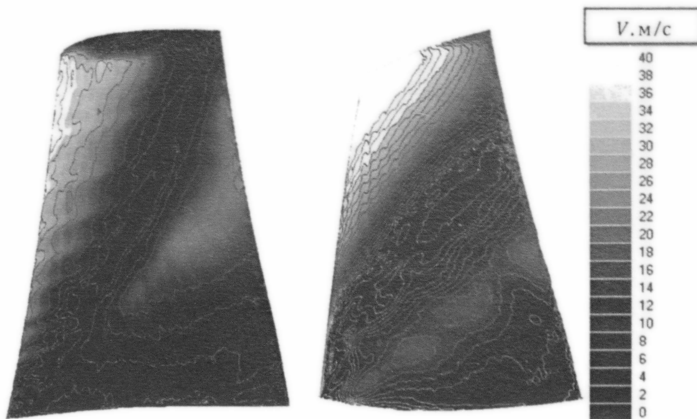


Рис. 14. Изолинии скорости на поверхности базовой (слева) и серповидной (справа) лопаток на режиме $\bar{c}_a = 0.36$

Для уточнения метода расчета рабочего колеса с серповидными лопатками было проведено численное моделирование течения на расчетном режиме в рабочих колесах, оси совмещения профилей лопаток которых имеют различные углы логарифмической спирали γ (12.8° , 24.6° , 54.5° и 62.1°), при этом рабочие колеса с лопатками, имеющими углы $\gamma = 0^\circ$ и $\gamma = 42.7^\circ$, были также исследованы экспериментально (рис. 15). Исходя из предположения, что, в предельном случае при угле $\gamma = 90^\circ$ лопаточный венец не повышает давление, получена зависимость коэффициента теоретического напора от угла логарифмической спирали – оси совмещения лопатки:

$$\bar{H}_{T \text{ серп}} = \bar{H}_{T \text{ рад}} \cdot \cos \gamma \quad (4)$$

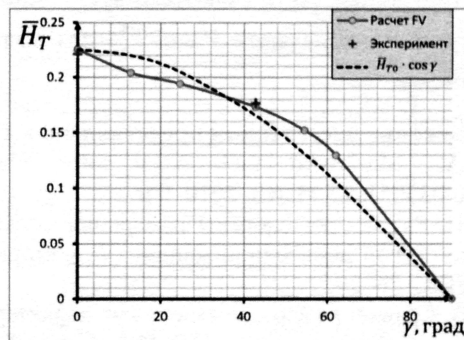


Рис. 15. Зависимость коэффициента теоретического напора от угла логарифмической спирали

ОСНОВНЫЕ ВЫВОODY

1. Применение рабочих колес с предложенной средней линией лопаток в виде логарифмической спирали (занимающей один угловой шаг) приводит к снижению суммарных уровней звуковой мощности со стороны всасывания на

1.5-2 дБ рабочего колеса во всем диапазоне рабочих режимов $\bar{c}_a = 0.36 \dots 0.5$ за счет снижения дискретных составляющих шума в результате интерференции акустических волн, генерируемых различными сечениями лопаток.

2. Выполнение оси лопаток колес в виде логарифмической спирали обеспечивает идентичное с базовыми лопатками распределение циркуляции вдоль радиуса на бесрывных режимах работы. Для колес, спрофилированных с постоянной циркуляцией вдоль радиуса $\Gamma = const$, это соответствует равенству амплитуд источников шума вращения вдоль радиуса.

3. На основе численных и экспериментальных исследований получено, что для проектирования рабочих колес осевой ступени с лопатками, ось совмещения которых выполнена по логарифмической спирали, правомерно использование стандартных методик, но для получения заданного напора, необходимо повышать расчетный коэффициент напора в косинус угла этой спирали. Коэффициент полезного действия рабочего колеса при этом остается без изменений.

4. Распределения скоростей вдоль радиуса на выходе из базового и серповидного рабочих колес имеют различный характер при переходе к срывному режиму. Это, по-видимому, обусловлено иным видом локального отрыва, возникающего на стороне разрежения серповидных лопаток и приводящего к сдвигу границы срыва на 25 % левее по расходу.

5. Разработана методика и экспериментально опробована многоканальная система измерения пульсаций давления на лопатках вращающегося рабочего колеса лопаточной машины при малых числах Маха (порядка 0.1) и получены данные о турбулентных пульсациях на стороне разрежения двух типов рабочих лопаток на нескольких режимах по коэффициенту производительности. Уровни и формы спектров пульсаций давления на базовой и серповидной лопатках существенно не отличаются (что соответствует одинаковым уровням широкополосного шума) и составляют $\sim 1\%$ от $\frac{\rho u^2}{2}$ для несрывных режимов и $\sim 5\%$ для срывного режима.

Основное содержание диссертации представлено в работах:

1. Karadzhi S.V., Moskovko Y.G. Axial rotor wheel, WIPO Patent Application. WO/2010/033051, 25 March, 2010. 9 p.

2. Караджи С.В. Разработка системы измерения пульсаций давления на вращающемся колесе осевой лопаточной машины // Компрессорная техника и пневматика. 2012. №1. С. 26–29.

3. Караджи С.В. Сравнение аэродинамических характеристик лопаточных венцов с различной формой оси лопатки / С.В. Караджи, Р.З. Тумашев // Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies. 2012. Том 3, №5. С. 245-257.

4. Караджи С.В. Измерение звуковой мощности осевых рабочих колес с изогнутой осью лопатки // Компрессорная техника и пневматика. 2012. №7. С. 34–37.