

УДК 621.452.3

И. А. КРИВОШЕЕВ, Е. В. ОСИПОВ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МЕТОДОВ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВОГО ТРАКТА ТУРБИН ГТД

Представлены разработанные экспериментальные методы совершенствования характеристик газового тракта турбин ГТД (на примерах межтурбинного наклонного переходного диффузора с расположенной за ним турбиной, турбины с боковым радиальным подводом газа, турбины с радиальным и тангенциальным подводом газа из тороидального и улиточного каналов). *Переходной диффузор; система «переходник–СА»; наружный и внутренний обводы; расходная характеристика; препарирование модели; подводящая улитка; неосесимметричное течение; углы атаки; радиальный и тангенциальный подвод газа к турбине*

Для создания высокоэкономичных авиационных двигателей и снижения их массы необходимо оптимизировать параметры (в т. ч. геометрические) их элементов и узлов. Анализ конструкции современных ГТД показывает, что во многих двигателях (особенно с большой степенью двухконтурности) между турбинами (ТВД и турбиной вентилятора) используется межтурбинный наклонный переходной диффузор (НПД), соединяющий турбины на разных диаметрах [1]. Такой диффузор оказывает большое влияние на характеристики расположенной за ним турбины (в ТРДД это обычно турбина вентилятора (ТВ)), что влияет на экономические и эксплуатационные показатели ГТД. Требование уменьшения массы ГТД приводит к необходимости сокращения его длины. В этом случае проектные средние диаметры турбин сохраняются, а наклон переходного диффузора увеличивается, что ухудшает газодинамические характеристики примыкающей на выходе турбины и самого диффузора [2].

В конвертированных авиационных ГТД, а также в перспективных ГТД нетрадиционных схем используются турбины с несимметричным "боковым" подводом газа. В этих ГТД существуют проблемы обеспечения высокой эффективности подводящего патрубка (улитки) совместно с примыкающей к нему турбиной.

Таким образом, на этапе проектирования, при формировании облика перспективных ГТД, в т.ч. нетрадиционных схем, большое значение имеет выбор конструктивной схемы подвода газа к турбине, от которой в большой мере будет зависеть экономичность вновь создаваемого ГТД.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

В настоящее время накоплено достаточно много знаний, связанных с течением газа в элементах ГТД, изучены явления отрыва потока, поведение отрывных и безотрывных нестационарных пограничных слоев [3–5] и др., что позволило разработать ряд методов расчета диффузоров, например, [6–8]. При этом достигнута высокая точность совпадения результатов расчета с экспериментом.

Вместе с тем, расчет межтурбинного НПД в ГТД с расположенными внутри силовыми стойками и обтекателями коммуникаций, с закруткой потока на входе требует совершенствования. Такой расчет невозможен по одномерным методикам и вызывает сложности в получении близкого решения к физическому эксперименту в трехмерных расчетах. Поэтому на сегодняшний день для определения аэродинамических характеристик и для изучения структуры течения газового потока в аналогичных конструкциях используются экспериментальные исследования [9, 10].

На сегодняшний день достаточно хорошо изучены проблемы течения газа в переходных диффузорах, в том числе разработаны методы оптимального профилирования его обводов, позволяющие создавать диффузор с минимальными потерями энергии. Однако в большинстве случаев физические явления, протекающие в наклонном переходном диффузоре, изучены обособленно, без учета примыкающей к нему на выходе турбины, в то время как наклонный переходной диффузор оказывает влияние на турбину, а турбина создает подпор потока и оказывает влияние на характеристики переходного диффузора. В связи с этим актуальным

является изучение влияния формы обводов межтурбинного НПД на газодинамические характеристики расположенной за ним турбины и на характеристики самого диффузора. Внутри переходного диффузора часто размещаются силовые стойки и обтекатели труб подвода масла и воздуха, которые оказывают влияние на газодинамические характеристики переходного диффузора и примыкающую к нему ТВ. Изучение данного вопроса становится еще более актуальным, в связи с наличием практически во всех современных ГТД неосевого выхода потока из высоконагруженной турбины и, в результате, наличия входной закрутки потока на входе в диффузор.

Анализ публикаций по несимметричному боковому подводу газа к турбине показывает недостаточность изученности данного вопроса и отсутствие единого решения проблемы. В результате почти каждый случай применения турбины с боковым подводом газа требует выполнения отдельных затратных расчетно-экспериментальных исследований по оптимизации геометрии подводящей улитки для уменьшения потерь в ГТД. В связи с этим актуальной задачей является разработка универсального метода уменьшения потерь в турбине с боковым подводом газа, не зависящим от подводящей улитки.

В частности, несмотря на наличие обширных исследований по выбору конструктивных схем ГТД, на сегодняшний день практически отсутствует информация о газодинамической эффективности радиального и тангенциального подвода газа к турбине в распределяющий по окружности тороидальный либо улиточный канал. Знания об эффективности различных схем подвода газа к турбине позволят на начальной стадии проектирования выбрать верную схему, от которой будет зависеть экономичность вновь проектируемого ГТД.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МЕЖТУРБИННОГО НПД И РАСПОЛОЖЕННОЙ ЗА НИМ ТУРБИНЫ ГТД

Экспериментальные исследования выполнены одним из авторов (Е. В. Осипов) в НПКГ «Машпроект» на аэродинамическом стенде для исследований аэродинамических характеристик модельных и натурных сборочных единиц ГТД. При исследованиях была использована типичная при проектировании и доводке ГТД постановка задачи, когда диаметральный и осевые размеры на входе и выходе из исследуемого

участка проточной части являются фиксированными, изменяется форма и геометрические размеры рассматриваемого элемента. Для испытаний межтурбинного наклонного переходного диффузора вместе с примыкающим на выходе СА турбины вентилятора (ТВ), широко применяемых в современных ТРДД, в качестве источника сжатого воздуха использована стендовая турбовоздуходувка ТВ-175-1,6. Турбовоздуходувка обеспечивает номинальный режим работы объекта исследований, спроектированного с коэффициентом моделирования $K_L = 4,2$. При этом массовый расход воздуха через модель на различных режимах составил $1,9 \div 3,1$ кг/с при избыточном полном давлении $1300 \div 3400$ кгс/м² и температуре воздуха $50 \div 70$ °С. Такие характеристики стенда позволили проводить исследования при максимальной скорости на входе в исследуемый канал переходного диффузора с СА до 140 м/с, что соответствует приведенной скорости $\lambda = 0,376$.

Для решения задач исследований была спроектирована и изготовлена модель межтурбинного НПД вместе с СА ТВ (рис. 1), состоящая из входного лемнискатного устройства, наружного и внутреннего обводов НПД, образованных четырьмя варьируемыми проставками (участки 1–4), и выходного участка. На выходе из НПД в выходном участке установлен смоделированный СА ТВ, на входе – аппарат закрутки потока. Внутри НПД расположены 6 силовых стоек и 3 обтекателя коммуникаций.

Экспериментальная установка межтурбинного переходного диффузора вместе с СА ТВ на аэродинамическом стенде показана на рис. 2. На рис. 3 представлены схемы исследованных вариантов переходного диффузора.

Исследуемый межтурбинный наклонный переходной диффузор имеет следующие характеристики: степень диффузорности $F_{\text{вых}} / F_{\text{вх}} = 2,1$, относительную длину $L_d / D_{\text{нар}} = 1,1$, угол раскрытия эквивалентного диффузора $\alpha_s = 29^\circ$, угол потока на входе $\alpha = 20^\circ$ (от оси ГТД). В исследованиях проведены измерения полного давления на входе, выходе из диффузора и за СА, распределение статического давления вдоль обводов диффузора, углы потока на входе и выходе из диффузора.

Для измерений параметров экспериментальный стенд оснащен манометрами жидкостными чашечными, измеряющими избыточное давление в диапазоне $0 \div 5500$ кгс/м² с погрешностью измерений не больше 0,5%, барометром стационарным чашечным ртутным СР-Б с диапазоном измерений $6900 \div 11200$ кгс/м² и погрешностью 0,05%, стандартным сужающим

устройством с диапазоном измерения расхода воздуха $0 \div 3,6$ кг/с и погрешностью до 1,5%, термометром сопротивления ТСМ с диапазоном измерений $0 \div 100$ °С и погрешностью 1,5%. Измерение полного давления на входе в переходной диффузор и выходе из СА осуществлялось с помощью 21 и 15-точечной шаговых гребенок.

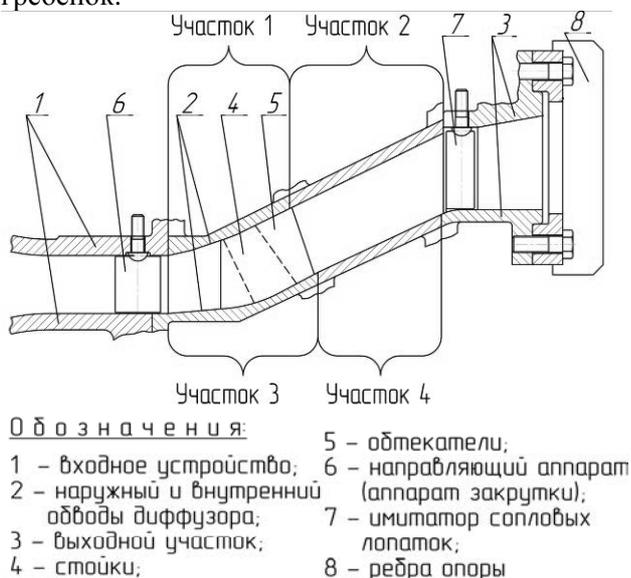


Рис. 1. Модель межтурбинного переходного диффузора вместе с СА ТВ



Рис. 2. Экспериментальная установка межтурбинного переходного диффузора вместе с СА ТВ на аэродинамическом стенде

Углы потока на входе и выходе диффузора измерялись при помощи дистанционно управляемого комбинированного пневмонасадка с аэродинамическим угломером. Точность поворота зонда составляет $\pm 0,5^\circ$.

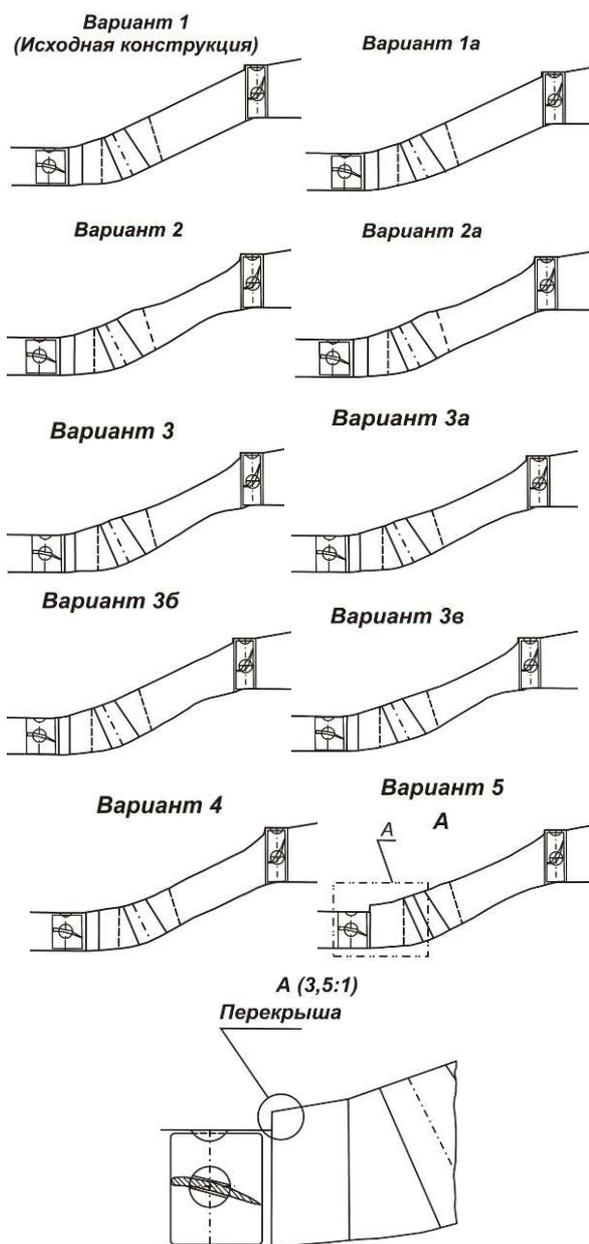


Рис. 3. Схемы исследованных вариантов переходного диффузора вместе с СА ТВ

В ходе исследований аэродинамических характеристик исходного НПД и его оптимизации выполнены:

- исследование распределения углов потока по высоте канала на входе и выходе из переходника с неосевым углом входа (20° от оси) для определения величины спрямления потока за счет обводов проточной части и расположенных внутри стоек и обтекателей;
- исследование аэродинамических характеристик переходника вместе с СА и непосредственно переходника при различной комбинации стоек и обтекателей в канале;
- разработка новых вариантов переходника с разной формой обводов канала;

- анализ результатов исследований вариантов переходника по расходным характеристикам;

- исследование полей полного давления на выходе из переходника и за СА по высоте лопатки, статического давления вдоль наружного и внутреннего обводов вариантов переходника с различной формой обводов канала.

На рис. 4 представлено распределение по высоте проточной части углов входа и выхода потока из наклонного переходного диффузора. Осредненные по высоте канала углы составили: на входе 22° , на выходе из переходника в ядре потока 20° и в следе от стойки 15° . Установлено, что за счет обводов спрямление потока практически отсутствует. За счет стоек углы потока в корне уменьшились примерно на 10° , в середине канала на 5° , от середины к периферии углы практически не изменились. Это свидетельствует о частичном спрямлении потока в переходнике стойками и обтекателями, причем наибольшее спрямление зафиксировано у корня канала, на периферии же спрямление отсутствует.

На рис. 5 представлены зависимости коэффициента восстановления полного давления переходника σ_{2-3} от режима для трех вариантов комбинации стоек и обтекателей внутри канала. На номинальном режиме $\lambda_2 = 0,376$ коэффициент восстановления полного давления σ_{2-3} составил в исходной конструкции 0,979, в варианте только со стойками 0,9825, и в варианте, где стойки и обтекатели отсутствуют, 0,984.

На рис. 6 приведено распределение коэффициента восстановления полного давления системы «переходник–СА» σ_{0-4} варианта 1 по высоте лопаток СА для различных комбинаций стоек и обтекателей в проточной части (номинальный режим).

В варианте переходника, где обтекатели заменены стойками, σ_{0-4} по всей высоте СА выше, по сравнению с исходной конструкцией, и потери меньше. В варианте переходника, где стойки и обтекатели отсутствуют, σ_{0-4} в периферийных сечениях СА выше, что закономерно, а в корневых ниже. Пониженный σ_{0-4} объясняется отсутствием спрямления потока стойками и обтекателями и наличием, в связи с этим, больших положительных углов атаки на лопатки СА, что приводит к росту потерь.

Такое объяснение подтверждается характером распределения углов в следе от стоек и в ядре потока по высоте проточной части на выходе из переходника (рис. 4). Из рисунка видно, что больше всего поток спрямляется у корня и практически не спрямляется на периферии. Все

три варианта имеют в корне СА провал эпюры σ_{0-4} , что объясняется большим меридиональным углом входа потока в СА и его отрывом из-за наклона переходника.

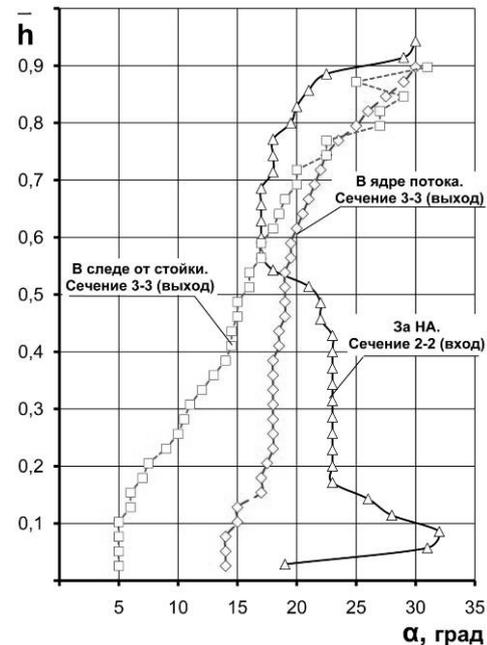


Рис. 4. Углы потока по высоте проточной части на входе и выходе из наклонного переходного диффузора на режиме $\lambda_2 = 0,37-0,38$

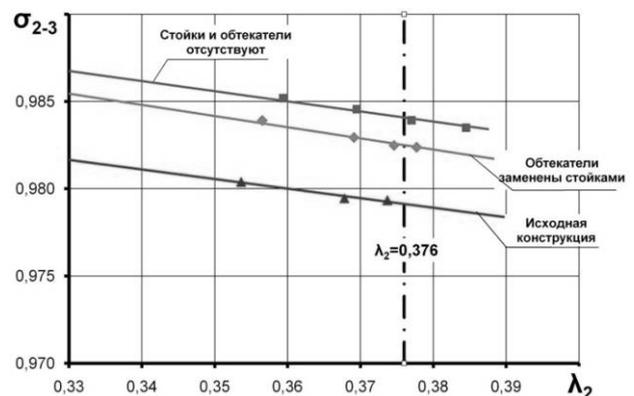


Рис. 5. Зависимость коэффициента восстановления полного давления переходника с различной комбинацией стоек и обтекателей в проточной части от приведенной скорости на входе

Перед началом экспериментальных исследований по оптимизации наклонного переходного диффузора были разработаны четыре варианта переходника с различными обводами – варианты 2–5. В ходе исследований разработаны дополнительные варианты – 1а, 2а, 3а, 3б и 3в (рис. 3). Вариант 1 соответствует исходной конструкции, имеющей угол раскрытия эквивалентного диффузора $\alpha_3 = 29^\circ$. По литературным источникам этот угол не должен превышать 20° . С учетом этого, а также результатов экспе-

риментальных исследований исходной конструкции, условий постоянной длины и площади на входе и выходе из переходника, были разработаны варианты 2–5 с тенденцией к зажатию проточной части или уменьшению кольцевой площади F_k и угла α_3 (рис. 7, а, б).

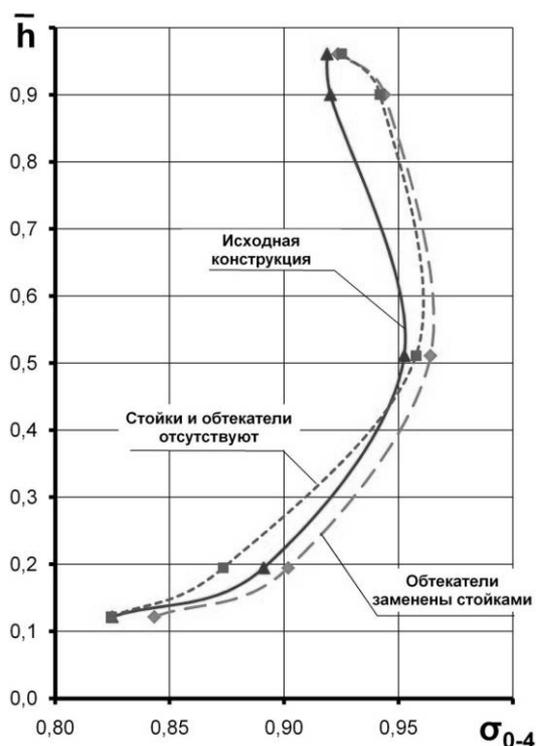


Рис. 6. Распределение по высоте лопаток СА коэффициента восстановления полного давления системы «переходник–СА» с различной комбинацией стоек и обтекателей в проточной части

В варианте 2 максимально уменьшен α_3 во 2-й половине переходника. На основании исследований исходного варианта 1, внутренний обвод спроектирован выпуклым, с «цилиндрическим» участком на выходе длиной $L_{ц} \approx (0,12 \div 0,15)L_d$ (имеет «плоскую площадку») (рис. 8). Было предположено, что это должно выровнять поток перед СА и обеспечить меридиональный угол на входе в СА, близкий к оси двигателя. В варианте 3, по сравнению с вариантом 2, выполнено более плавное поджатие наружного обвода на большей его протяженности.

При расчетах кольцевой площади было учтено загромождение (уменьшение) площади за счет стоек и обтекателей. На рисунке область, занимаемая стойками и обтекателями, обозначена вертикальными линиями.

В варианте 4 (рис. 3) обеспечен максимальный допустимый угол α_3 , равный 20° на всей длине, за исключением области стоек и обтекателей, где α_3 меньше 20° . В варианте 5 реализована «перекрыша» на входе в переходник для уменьшения диффузности и скорости потока перед стойками и обтекателями. Во второй половине переходника за счет поджатия обводами уменьшен угол α_3 с плавным переходом к СА.

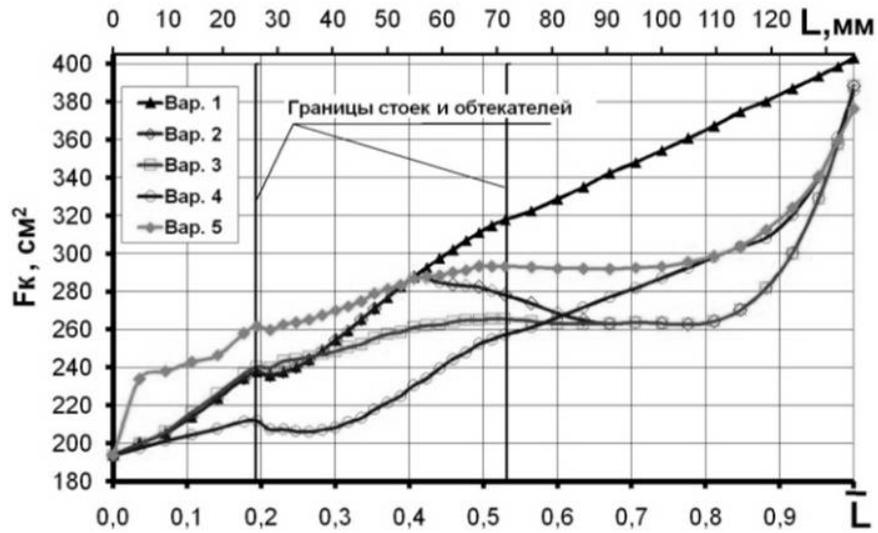
На рис. 9 представлены расходные характеристики исследованных вариантов переходника. Из графика видно, что наилучшими являются варианты 2 и 3, линии которых проходят выше исходного варианта 1.

На рис. 10 приведены поля полных давлений за СА по высоте канала для лучшего по расходной характеристике варианта 3 и исходной конструкции. Провал полного давления на относительной высоте лопатки $\bar{h} \approx 0 - 0,5$ был устранен, что позволило получить благоприятное распределение поля полного давления по всей высоте лопатки. В периферийной части СА поле полного давления практически не изменилось и совпало с исходной конструкцией.

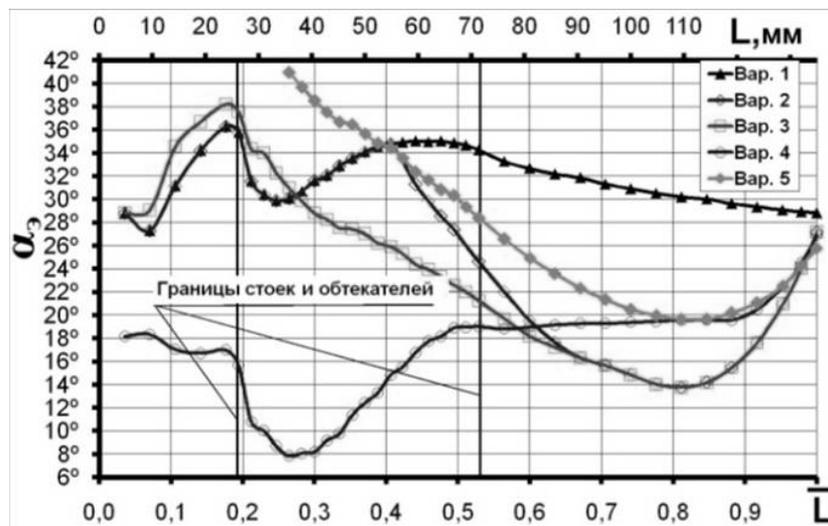
Для оценки точности, повторяемости экспериментов в системе «переходник–СА» и подтверждения результатов испытаний варианта 3, были проведены повторные его испытания через один вариант после полной переборки модели. Согласно рис. 10, повторно измеренное поле полного давления за СА практически полностью совпало с измеренным первоначально.

Зависимости, приведенные на рис. 11, показывают, что эффективность варианта 3 практически во всем диапазоне исследованных режимов выше исходной конструкции, что также было подтверждено повторными испытаниями (вариант 3 (повтор)).

Коэффициент восстановления полного давления варианта 3 на номинальном режиме (осредненный по кривым двух испытаний) увеличился, по сравнению с исходным вариантом, на 0,6%.



а



б

Рис. 7. Изменение кольцевой площади (а) и угла раскрытия эквивалентного диффузора (б) по длине переходника

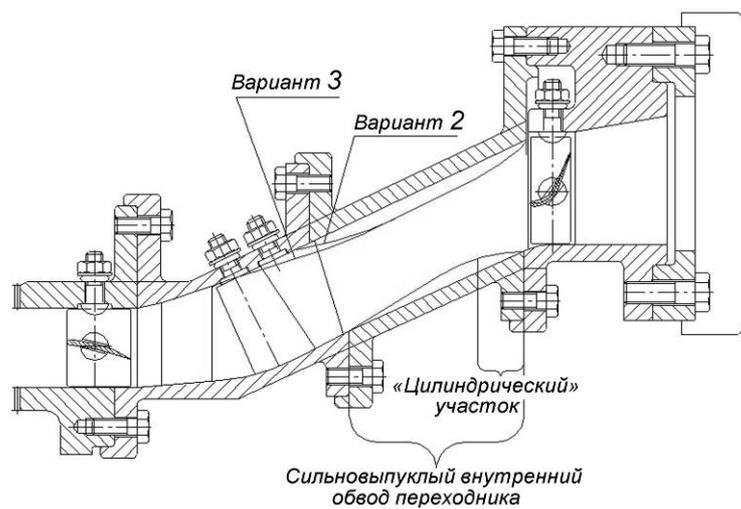


Рис. 8. Варианты 2 и 3 проточной части переходника

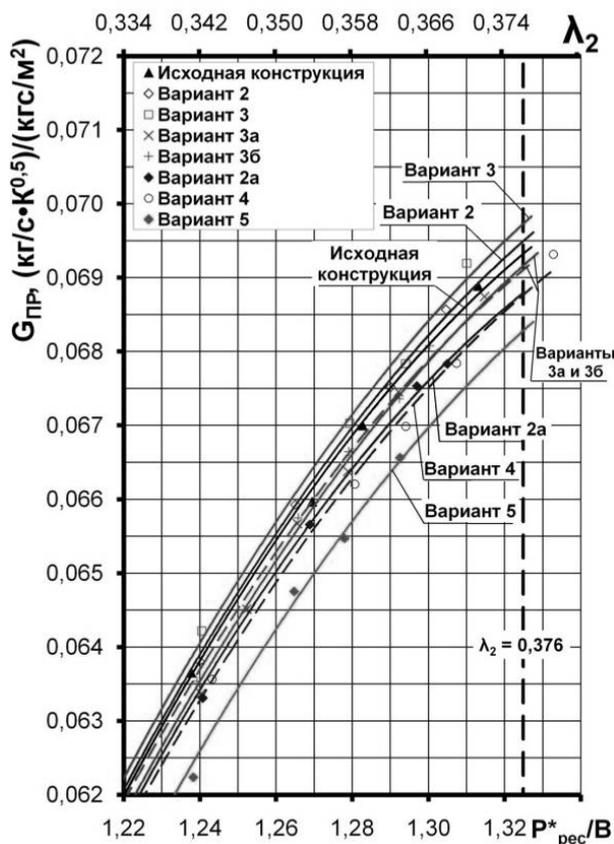


Рис. 9. Расходные характеристики исследованных вариантов переходника в системе «переходник–СА»

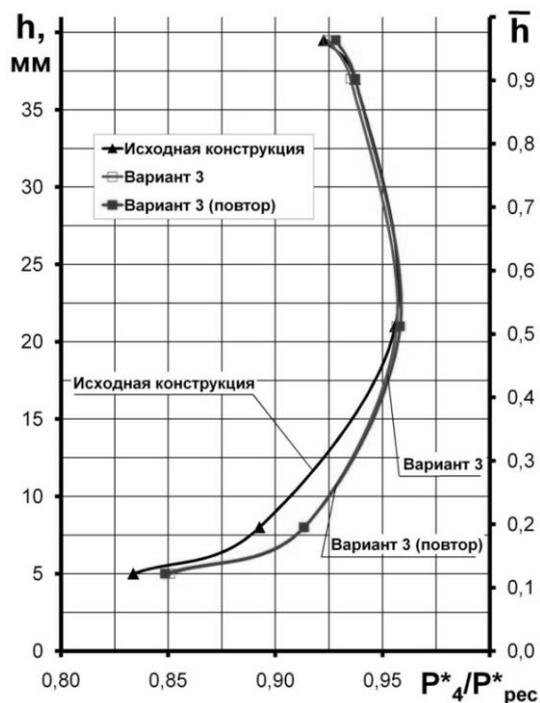


Рис. 10. Поле полного давления за СА по высоте канала на режиме $\lambda_2 = 0,37-0,38$

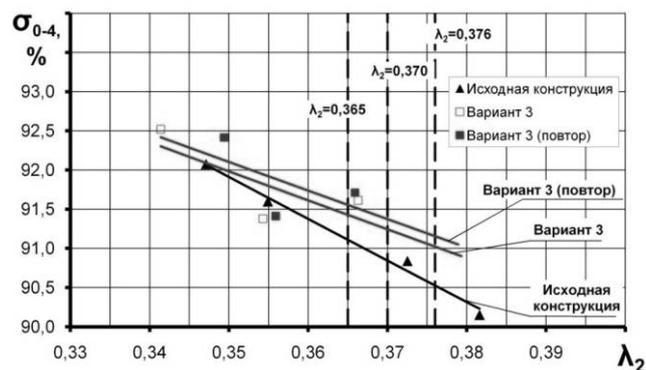


Рис. 11. Зависимость коэффициента восстановления полного давления системы "переходник – СА" от приведенной скорости на входе в переходник

Из рис. 11 видно различие между кривыми коэффициентов восстановления полного давления варианта 3 и варианта 3 (повтор), которое не превышает 0,1%, что говорит о достаточно высокой точности исследований в системе «переходник–СА».

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНЫ С БОКОВЫМ РАДИАЛЬНЫМ ПОДВОДОМ ГАЗА

Для испытаний турбины с боковым радиальным подводом газа, предназначенной для использования в конвертированных авиационных ГТД и нетрадиционных схемах проточной части перспективных ГТД, в качестве источника сжатого воздуха использован компрессор М29, обеспечивающий проведение испытаний на номинальном режиме натурального СА турбины с подводящей улиткой и камерой сгорания (КС). При этом максимальный массовый расход воздуха через объект исследований составил примерно 3,8 кг/с при избыточном полном давлении 15200 кгс/м² и температуре воздуха 200 °С. Такие характеристики стенда позволили обеспечить перепад давления на СА, соответствующий реальному перепаду при работе ГТД.

Для экспериментальных исследований была создана экспериментальная установка (рис. 12), состоящая из сменного СА, входной улитки турбины, левой и правой жаровых труб (ЖТ) и их кожухов, выходной части компрессора и переходников, соединяющих стендовый ресивер с установкой.

Объектами исследований являются СА в исходном и модернизированном исполнении. На рис. 13, а, б представлен СА в исходном исполнении (а – схема натекания потока на лопатки, б – условная схема течения газа). Конструктивный угол входа составляет $\alpha_{0к} = 88^\circ$, из-

меренная площадь проходного сечения $F_{\text{са исх}} = 0,01251 \text{ м}^2$.

СА в модернизированном исполнении состоит из трех групп лопаток с различными конструктивными углами входа: верхняя группа – 10 лопаток с $\alpha_{\text{ок}} = 88^\circ$, левая группа – 18 лопаток с $\alpha_{\text{ок}} = 55^\circ$ и правая группа – 18 лопаток с $\alpha_{\text{ок}} = 115^\circ$ (рис. 14). Измеренная площадь проходного сечения СА составляет $F_{\text{са исх}} = 0,01242 \text{ м}^2$. В модернизированном СА чертежная площадь проходного сечения и угол выхода потока α_1 остались неизменными, соответствующими исходному СА, $\alpha_1 = \arcsin(a/t) = \text{const}$. Степень расширения газа от полного давления на входе в СА до статического давления на выходе в обоих вариантах $P_{0 \text{ са}} / B = 1,458$.

При испытаниях регистрировались параметры: атмосферное давление, параметры потока в расходомерном устройстве, избыточное давление и температура в стендовом ресивере (на входе в установку), избыточные полные давления перед тремя группами лопаток модернизированного СА и в соответствующих точках исходного СА, избыточные статические давления в ЖТ под их кожухами.

Для измерений параметров экспериментальный стенд оснащен манометрами жидкост-

ными чашечными, измеряющими избыточное давление в диапазоне $0 \div 5500 \text{ кгс/м}^2$ с погрешностью измерений не больше 0,5%, барометром стационарным чашечным ртутным СР-Б с диапазоном измерений $6900 \div 11200 \text{ кгс/м}^2$ и погрешностью 0,05%, стандартным сужающим устройством с диапазоном измерения расхода воздуха $0 \div 4,0 \text{ кг/с}$ и погрешностью до 1,5%, потенциометром с диапазоном измерений $0 \div 200^\circ\text{C}$ и погрешностью 0,5%. Измерение полного давления на входе в СА осуществлялось с помощью 9 приемников полных давлений (по 3 на каждой группе лопаток), припаянных к лопаткам и выставленных перпендикулярно потоку.

В ходе исследований аэродинамических характеристик турбины с радиальным боковым подводом газа и оптимизации конструкции выполнены:

- теоретическое исследование течения газа перед турбиной;
- разработка усовершенствованной конструкции;
- экспериментальные исследования аэродинамических характеристик элементов исходной и модернизированной конструкции.

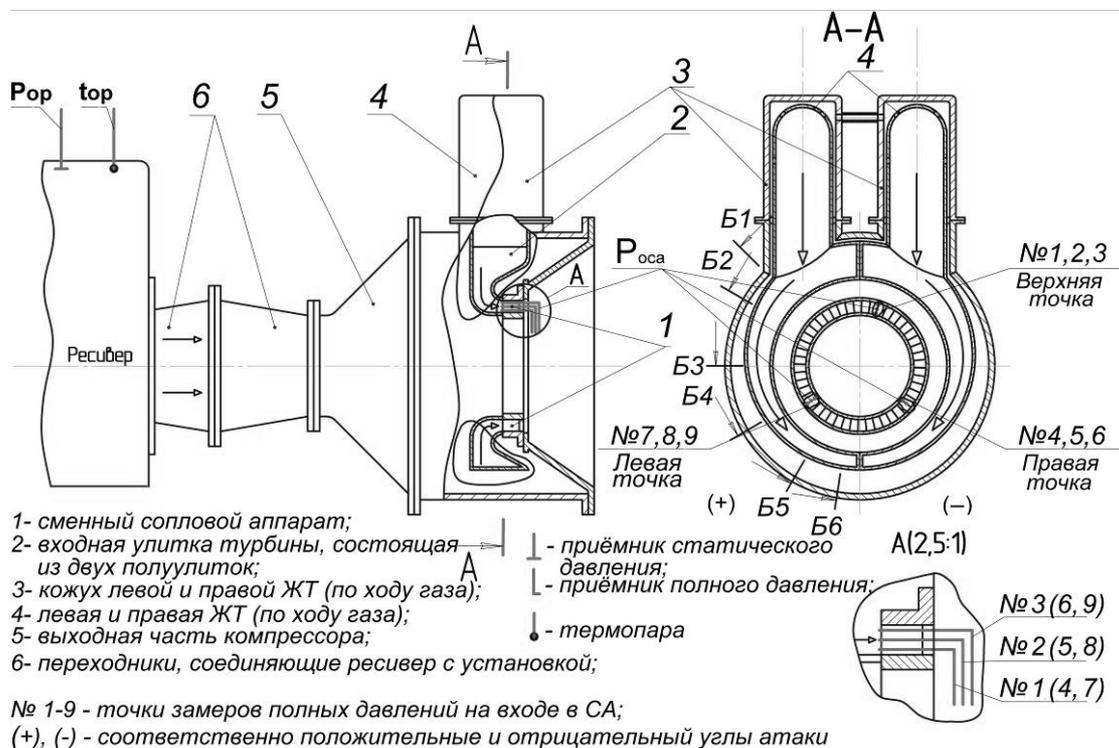


Рис. 12. Экспериментальная установка турбины с боковым радиальным подводом газа

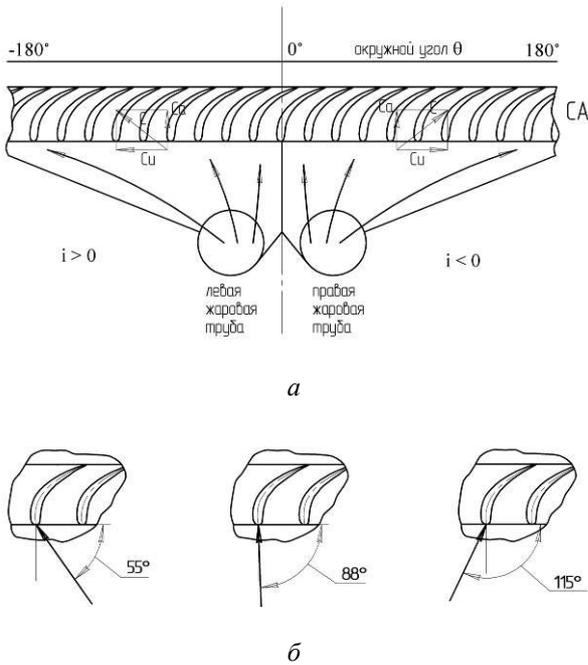


Рис. 13. Исходный СА: *a* – схема натекания потока на лопатки; *б* – средние расчетные углы натекания потока на лопатки

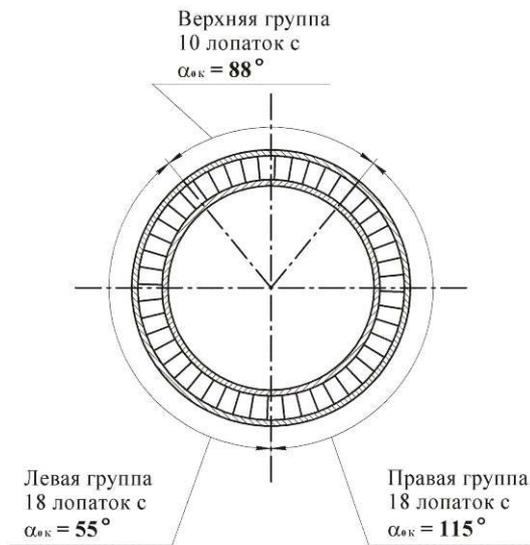


Рис. 14. Модернизированный СА

В предположении, что по каналам СА газ распределяется в равных пропорциях, определены расход G_i и скорость G_{ui} газового потока в каждом из сечений Б1-Б1, ..., Б6-Б6 полуулитки

$$G_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Theta - 40}{180} \cdot G, \quad (1)$$

где Θ – окружной угол, отсчитываемый от вертикальной оси двигателя.

Распределение газа в верхней части полуулитки учитывается вычетом угла 40° , прихо-

дящегося на зону ЖТ (окружное направление).

Определена окружная составляющая скорости потока на входе в СА

$$C_{ui} = G_i / (\rho \cdot F_i), \quad (2)$$

где F_i – площадь проточной части в характерном сечении подводящей полуулитки.

По известным составляющим окружной скорости C_{ui} и осевой скорости C_a определены направления потока на выходе из левой полуулитки – углы $\alpha_{\text{вых } i}$

$$\alpha_{\text{вых } i} = \arctg \left(C_{ui} / C_a \right). \quad (3)$$

Для правой полуулитки углы $\alpha_{\text{вых } i}$ по величине такие же, как и для левой, но со знаком минус. Отрицательные величины этих углов обусловлены противоположным направлением вектора скорости C_{ui} в правой полуулитке (рис. 13, *a, б*).

Углы входа потока в СА определены как

$$\alpha_{0i} = 90 - \alpha_{\text{вых } i}. \quad (4)$$

Углы атаки на левую и правую половины исходного СА (рис. 13, *a, б*) определены по формуле

$$i_{ic} = \alpha_{0k} - \alpha_{0i}, \quad (5)$$

где α_{0k} – конструктивный угол входа СА, град.

Повышение КПД СА определяется по формуле

$$\Delta \eta_{ca} = \eta_{ca \text{ м}} - \eta_{ca \text{ и}}, \quad (6)$$

где

$$\eta_{ca} = \varphi^2 = \left(\frac{\lambda}{\lambda_{ad}} \right)^2. \quad (7)$$

Распределение углов атаки по окружности исходного и модернизированного СА приведено на рис. 15.

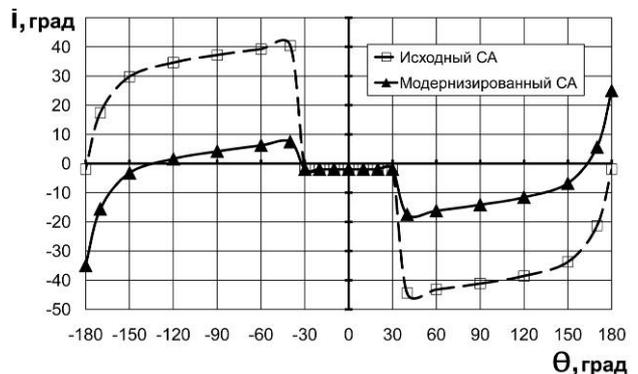


Рис. 15. Распределение углов атаки перед СА для исходного и модернизированного вариантов

Наименование	Усл. обозн., размерность	Исх. (x_u)	Мод. (x_m)	$\Delta = (x_m - x_u)100$ %	$\bar{\Delta} = [(x_m - x_u)/x_u]$ %
Относит. расход	$\frac{G\sqrt{T_0 P}}{P_{0ca} F_{ca}} \frac{кг\sqrt{К}}{с кгс}$	0,3465	0,3520	—	1,59
Коэф. скорости	Φ	0,940	0,951	1,1	1,17
КПД ступени	η_{cm}^*	0,843	0,853	1,0	1,19

По результатам сравнительных испытаний построены зависимости, характеризующие эффективность обоих вариантов СА (рис. 16, 17).

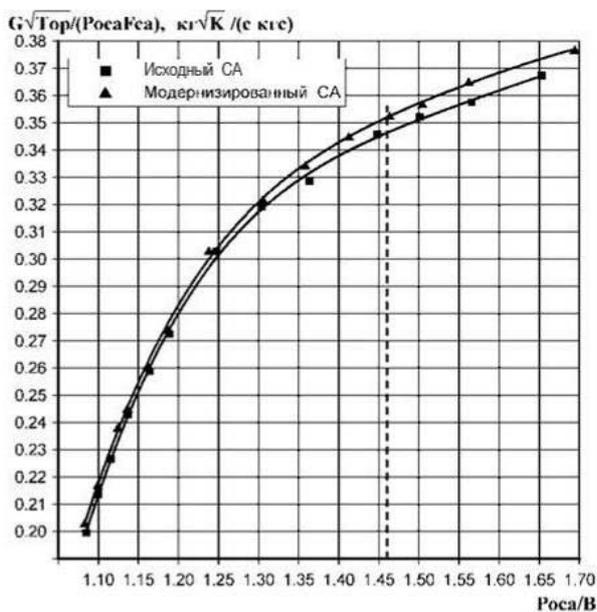


Рис. 16. Расходные характеристики исходного и модернизированного СА ГТД

Оценка пропускной способности исходного и модернизированного СА выполнена по рис. 16, на котором представлены зависимости относительного расхода от степени расширения воздуха в СА. Из рис. 16 видно, что в расчетной точке (степень расширения $P_{0ca}^*/B = 1,46$) пропускная способность модернизированного СА на 1,6% больше, по сравнению с исходным вариантом, что свидетельствует о более эффективном срабатывании в нем перепада давления. Последнее достигнуто благодаря уменьшению больших углов атаки на лопатках СА и отрывов потока.

Проведена расчетная оценка эффективности исходного и модернизированного СА. В качестве параметра, характеризующего эффективность, использован коэффициент скорости

Φ . На рис. 17 для обоих вариантов СА приведены зависимости коэффициентов скорости от степени расширения в СА $\Phi = f(P_{0ca}^*/B)$. В расчетной точке повышение коэффициента скорости $\Delta\Phi$ составляет 1,1%. По приросту коэффициента скорости определено повышение КПД ступени турбины $\Delta\eta_{cm}^*$. Параметры, характеризующие эффективность турбины с исходным и модернизированным СА, и их сопоставление приведены в таблице.

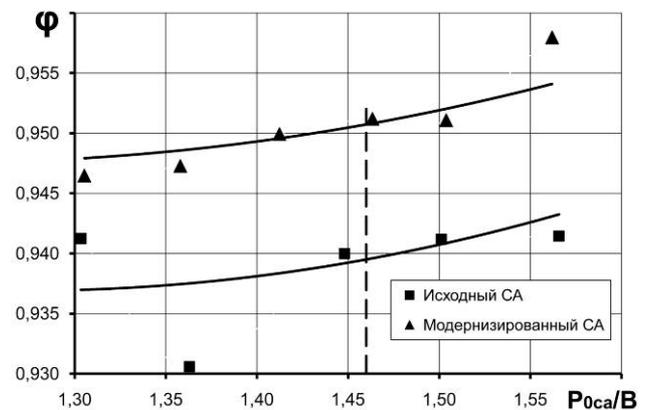


Рис. 17. Коэффициенты скорости исходного и модернизированного СА

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИНЫ ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ СХЕМЫ ПОДВОДА ГАЗА

В исследованиях радиального и тангенциального подвода газа к турбине в распределяющий по окружности тороидальный либо улиточный канал, предназначенный для использования в установках с конвертированными авиационными ГТД и в нетрадиционных схемах перспективных ГТД, в качестве источника сжатого воздуха использована стендовая турбовоздуходувка ТВ-175-1,6. Для исследований создана модель входного устройства турбины с радиальным и тангенциальным подво-

дом газа в распределяющий по окружности тороидальный либо улиточный канал (рис. 18). Модель препарирована приемниками полного и статического давления, в процессе испытаний также использовались средства измерений, входящие в состав стенда.

Модель состоит из входного участка, задней и передней крышек, цилиндрического корпуса с двумя патрубками, внутреннего обтекателя, диска с отверстиями, имитирующими проходные сечения первого СА, криволинейных образующих, устанавливаемых для получения улиточного канала.

В ходе исследований аэродинамических характеристик выполнены экспериментальные исследования радиального и тангенциального подвода воздуха в распределяющий по окружности тороидальный, улиточный и промежуточный каналы.

На рис. 19 приведено сравнение графиков, полученных по испытаниям модели с радиальным подводом воздуха и тремя типами распределяющего канала. Экспериментальные точки испытаний № 4 («промежуточная улитка») и № 5 («крайняя улитка») хаотично разбросаны по обе стороны от кривой испытания № 10

(«тор»), то есть проведенные эксперименты говорят о равнозначности данных вариантов сборок модели.

На рис. 20 приведено сравнение графиков, полученных по испытаниям модели с тангенциальным подводом воздуха и тремя типами распределяющего канала. Кривая, соответствующая испытанию № 20 («крайняя улитка»), лежит существенно выше остальных – испытания № 12 («тор») и № 15 («промежуточная улитка»). Это свидетельствует о меньших потерях при подводе воздуха с помощью улиточного канала. Разница по величине коэффициента восстановления полного давления составляет примерно 0,5% при $\lambda_{вх} = 0,11$.

На рис. 21 приведены графики, из сравнения которых можно сделать вывод, что при тангенциальном подводе воздуха – испытание № 20 («крайняя улитка»), коэффициент восстановления полного давления значительно больше, чем при радиальном подводе воздуха – испытание № 10 («тороидальный канал»). Разница по величине коэффициента восстановления полного давления на режиме $\lambda_{вх} = 0,11$ составляет около 1%.

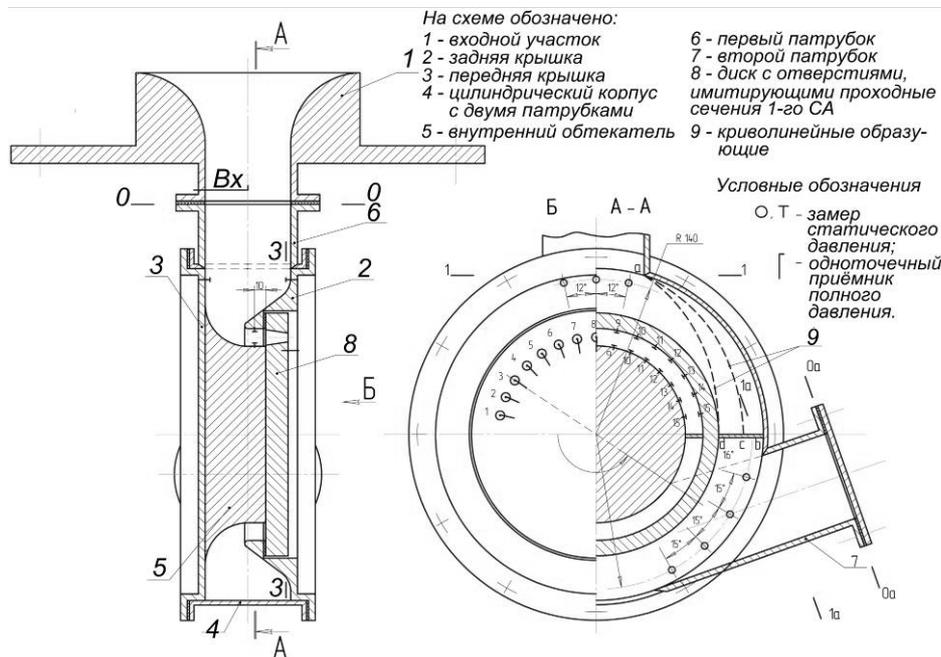


Рис. 18. Экспериментальная установка входного устройства турбины с радиальным и тангенциальным подводом воздуха в распределяющий по окружности тороидальный либо улиточный канал

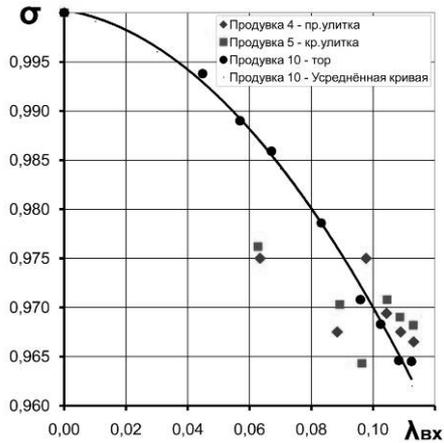


Рис. 19. Изменение коэффициента восстановления полного давления в зависимости от приведенной скорости при радиальном подводе воздуха в промежуточную улитку (№ 4), крайнюю улитку (№ 5) и тороидальный канал (№ 10)

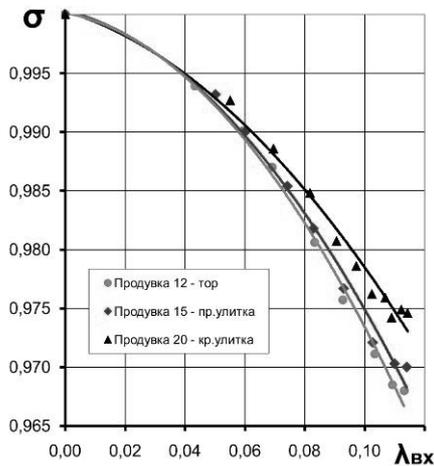


Рис. 20. Изменение коэффициента восстановления полного давления в зависимости от приведенной скорости при тангенциальном подводе воздуха в промежуточную улитку (№ 15), крайнюю улитку (№ 20) и тороидальный канал (№ 12)

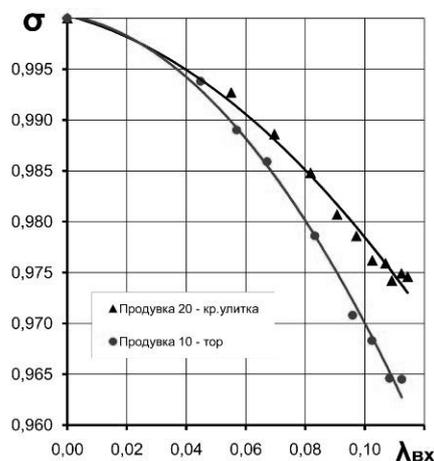


Рис. 21. Изменение коэффициента восстановления полного давления в зависимости от приведенной скорости при тангенциальном и радиальном подводе воздуха, соответственно, в крайнюю улитку (№20) и тороидальный канал (№10)

ВЫВОДЫ

Экспериментально исследован характерный для современных ТРДД межтурбинный НПД, имеющий большую степень диффузорности, угол раскрытия эквивалентного диффузора и приведенную скорость на входе, с установленными внутри стойками и обтекателями. Установлено, что относительные потери полного давления $\Delta \bar{P}$ в этом и аналогичных НПД составляют около 2,0%, потери от стоек и обтекателей 0,5%, из них 0,35% вносят обтекатели. Выявлено сильное влияние НПД на характеристики расположенного за ним СА и турбины в целом. На выходе НПД с коническими обводами в корневой части СА обнаружен сильный отрыв потока, приводящий к большим потерям в системе «переходник–СА». Выполнение обводов коноидальной формы и создание «цилиндрического» участка внутреннего обвода на выходе из диффузора $L_{ц} \approx (0,12 \div 0,15)L_{д}$, плавное его сопряжение с внутренней полкой СА при одновременном поджатии потока наружным обводом, позволили существенно уменьшить меридиональные углы течения на выходе из НПД и в СА. В результате был устранен провал поля полного давления за СА, зафиксированный в исходной конструкции НПД с коническими обводами, и поле по всей высоте лопатки выровнено. При этом потери полного давления НПД вместе с СА на номинальном режиме снизились на $\Delta \bar{P} = 0,06\%$. Новая методика профилирования обводов НПД позволила повысить эффективность не только СА, но и всей турбины за счет улучшения поля полного давления в ее корне.

Исследования характеристик НПД с коноидальными обводами показали, что уменьшение α , не приводит к понижению потерь, из чего следует, что даже при больших α , (до 30°) в коноидальном НПД могут отсутствовать сильные отрывы потока и большие потери.

Результаты изложенных экспериментальных представляют практический интерес для проектирования НПД ГТД, тестирования и настроек программ расчета трехмерных вязких течений, оптимизации формы и геометрических размеров переходных каналов ГТД.

Разработан и экспериментально подтвержден универсальный метод повышения эффективности турбин с боковым радиальным подводом газа, используемых в установках с конвертированными авиационными ГТД и нетрадиционных схемах перспективных ГТД, не требующий изменений подводящего канала к турбине, за счет применения первого СА тур-

бины с разными группами лопаток, которые отличаются конструктивными углами входа. Подстройка лопаток СА под углы выхода потока из подводящей улитки минимизирует углы атаки на лопатках, повышает пропускную способность СА и увеличивает КПД ступени турбины на $\Delta\eta_{cm}^* \approx 1\%$.

Экспериментально определена наилучшая схема подвода газа к турбине, используемая в установках с конвертированными авиационными ГТД и в нетрадиционных схемах перспективных ГТД. На модели исследованы радиальный и тангенциальный подвод газа к турбине через распределяющий по окружности тороидальный и улиточный каналы. Установлено, что при радиальном подводе газа газодинамическая эффективность «улиточного» и «тороидального» каналов одинакова, при тангенциальном подводе коэффициент восстановления полного давления «улиточного» канала на 0,5% больше по сравнению с «тороидальным» каналом, при тангенциальном подводе газа коэффициент восстановления полного давления больше, чем при радиальном, на 1,0%. Таким образом, установлено, что наилучшей является схема с тангенциальным подводом газа к турбине через улиточный канал.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Скибин В. А., Солонин В. И. Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний по созданию перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор). М.: ЦИАМ, 2004. 424 с.
2. Гоголев И. Г., Дроконов А. М. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. Брянск: Грани, 1995. 258 с.
3. Телионис Д. П. Отрывные и безотрывные нестационарные пограничные слои. Обзор // Теоретические основы инженерных расчетов. 1979. № 1. С. 142–161.
4. Симпсон Р. Л. Обзор некоторых явлений, возникающих при отрыве турбулентного потока //

Теоретические основы инженерных расчетов. 1981. № 4. С. 131–149.

5. Чжен П. Отрывные течения. Т. 1. М.: Мир, 1972. 300 с.

6. Строн Р. К., Клайн С. Дж. Метод расчета плоских и осесимметричных диффузоров, основанный на определении запаса по отрыву // Теоретические основы инженерных расчетов. 1983. № 1. С. 115–121.

7. Хокенсон Г. Расчет оптимальных диффузоров обратным методом и его экспериментальное подтверждение // Теоретические основы инженерных расчетов. 1979. № 4. С. 186–191.

8. Харша П. Т., Глассман Х. Н. Анализ турбулентного безотрывного течения в дозвуковых диффузорах // Теоретические основы инженерных расчетов. 1976. № 2. С. 287–289.

9. Экспериментальное исследование двухступенчатого турбинного отсека с переходным патрубком между ступенями / И. Г. Гоголев [и др.] // Теплоэнергетика. 1984. № 7. С. 62–64.

10. Исследование аэродинамики переходных патрубков прямооточных ГТУ на базе турбореактивных двигателей / А. Н. Шерстюк [и др.] // Теплоэнергетика. 1980. № 3. С. 38–40.

ОБ АВТОРАХ



Кривошеев Игорь Александрович, декан ФАД, проф. каф. авиац. двиг. Дипл. инж.-мех. по авиац. двиг. (УГАТУ, 1976). Д-р техн. наук по тепл. двиг., электроракетн. двиг. и энергоустановкам ЛА (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. автоматиз. проектирования авиац. двигателей.



Осипов Евгений Владимирович, соиск. той же каф. Дипл. магистр по газотурбинным установкам и компрессорн. станциям (ХАИ, 2002). Иссл. в обл. улучшения характеристик газового тракта турбин ГТД экспериментальными и численными методами.