

УДК 621.45 : 539.4

Б.В. ИСАКОВ, А.В. КОТОВ, Е.В. ОСИПОВ, А.А. УСАТЕНКО*ГП НПКГ "Зоря" - "Машипроект", Украина***АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИАГОНАЛЬНОГО ПЕРЕХОДНОГО ДИФФУЗОРА ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ГТД**

В работе рассмотрены результаты экспериментальных исследований диагонального переходного диффузора осевой турбины ГТД. Исследования выполнены на модели. Условия работы узла приближены к натурным: на входе в переходник создана необходимая закрутка потока, на выходе установлен модельный сопловой аппарат последующей ступени турбины. Исследована эффективность переходника во всём диапазоне рабочих режимов. Выделены потери, вносимые установленными внутри элементами - стойками и обтекателями. На основании изученной структуры течения выработаны предложения по дальнейшим исследованиям. Результаты настоящей работы представляют интерес для разработчиков турбомашин, занимающихся проектированием и модернизацией двигателей с переходными диффузорами.

наружный обвод, внутренний обвод, стойки, обтекатели, направляющий аппарат, сопловой аппарат, препарирование модели, угол входа, коэффициент восстановления полного давления

Введение

Одним из главных требований, предъявляемых к современному газотурбинному двигателю (ГТД), является высокая экономичность. Уменьшение расхода топлива и повышение КПД двигателя достигается, в частности, модернизацией, аэродинамическим усовершенствованием отдельных узлов турбины. Для этих целей фирмами-разработчиками ГТД выполняются расчётные и экспериментальные исследования, которые позволяют определить зоны наибольших потерь в конструкции и выработать предложения по их уменьшению.

В осевых турбинах ГТД часто приходится применять переходные диффузоры между отдельными каскадами. Вместе с тем диаметральные размеры соединяемых каскадов турбины могут значительно отличаться. В этом случае переходные диффузоры могут иметь значительные внутренние потери, а также оказывать существенное влияние на потери в примыкающих каскадах [1, 2].

Особенно остро проблема повышенных потерь в переходных диффузорах присутствует в турбинах, имеющих жёсткие требования по массогабаритным характеристикам, где ограничены осевые размеры переходника.

1. Постановка проблемы

1.1. Обзор публикаций и выделение нерешённых задач. В настоящее время накоплено достаточно много информации, связанной с течением газа, изучением отрывов потока, поведением отрывных и безотрывных нестационарных пограничных слоёв [3 – 5] и др. Это позволило разработать ряд методов расчёта диффузоров, например, таких как [6 – 8]. При этом была достигнута достаточно высокая точность совпадения результатов расчёта с экспериментом.

Однако, наряду с большими положительными качествами, удобством использования, дешевизной, любые методы расчёта имеют определённые ограничения. Так, расчёт межтурбинного переходного диффузора с расположенными внутри опорными силовыми стойками и обтекателями коммуникаций не возможен с помощью одномерных расчётов и вызывает вопросы при расчётах течения в трёхмерной постановке, особенно при наличии закрутки потока на входе в диффузор [9].

Поэтому на сегодняшний день для определения аэродинамических характеристик и изучения структуры течения газового потока в аналогичных конст-

рукциях актуальным является проведение экспериментальных исследований [10, 11].

1.2. Задачи данных исследований. Создание современных ГТД требует повышения экономической эффективности путём аэродинамического совершенствования их узлов, в том числе и за счёт уменьшения потерь в переходных диффузорах турбин.

Целью данной работы было определение аэродинамических характеристик и исследование течения в проточной части переходного диффузора: определение внутренних потерь в исходной конструкции, выделение потерь, вносимых установленными внутри элементами – стойками и обтекателями, определение влияния структуры течения на выходе из переходного диффузора на потери в сопловом аппарате (СА) последующей ступени.

2. Решение проблемы

2.1. Объект исследований. Объектом исследований был диагональный переходной диффузор между турбиной низкого давления (ТНД) и силовой турбиной (СТ), служащей для выработки полезной мощности.

Приведенная скорость газового потока на входе в переходник $\lambda_{ex} = 0,376$.

Угол потока на входе в переходник соответствует углу выхода из ТНД и составляет $15 \div 22^\circ$ от оси турбины (или $75 \div 68^\circ$ от фронта решётки).

Основные геометрические характеристики:

- степень диффузорности $n = F_{вых} / F_{ex} = 2,1$;
- относительная длина $\bar{L} = L / D_{ex} = 1,08$;
- относительный втулочный диаметр на входе

$$\bar{d} = d_{ex} / D_{ex} = 0,77.$$

Здесь $F_{ex}, F_{вых}$ – кольцевые площади проточной части на входе и выходе из переходника, m^2 ; d_{ex}, D_{ex} – втулочный и периферийный диаметры

на входе в переходник, m ; L – длина переходника, m ; угол раскрытия эквивалентного диффузора $\alpha_{эkv} = 29^\circ$.

В проточной части переходника расположены шесть силовых стоек опорного венца турбины низкого давления и три обтекателя, внутри которых размещены подводящие и отводящие коммуникации. При этом максимальная толщина обтекателей примерно в 4 раза больше максимальной толщины стоек.

2.2. Методика эксперимента. Для решения поставленной задачи был использован экспериментальный метод.

Экспериментальная установка. Для испытаний была спроектирована модель переходника с коэффициентом моделирования по линейным размерам $K_L = 4,2$ (рис. 1). Исходя из неосевого выхода потока из ТНД, на входе в модель переходника установлены лопатки направляющего аппарата (НА).

Для проведения полноценного эксперимента, учитывающего подпор переходника последующей ступенью [1], на выходе из него был установлен модельный СА первой ступени СТ. Одновременно с повышением качества эксперимента это позволило оценить влияние течения в переходнике на поле полного давления за СА.

Необходимо отметить, что в силу небольших размеров, по сравнению с натурным, СА несколько упрощён: лопатка имеет постоянное сечение по высоте и закреплена консольно сверху. В связи с этим, при анализе течения за СА, следует ориентироваться не на абсолютные параметры, а на тенденцию их изменения и относительное сопоставление.

Препарирование модели и измеряемые параметры. Препарирование выполнено согласно [12]. На входе в модель (сечение 0-0 рис. 1) измерялось полное давление и полная температура в ресивере.

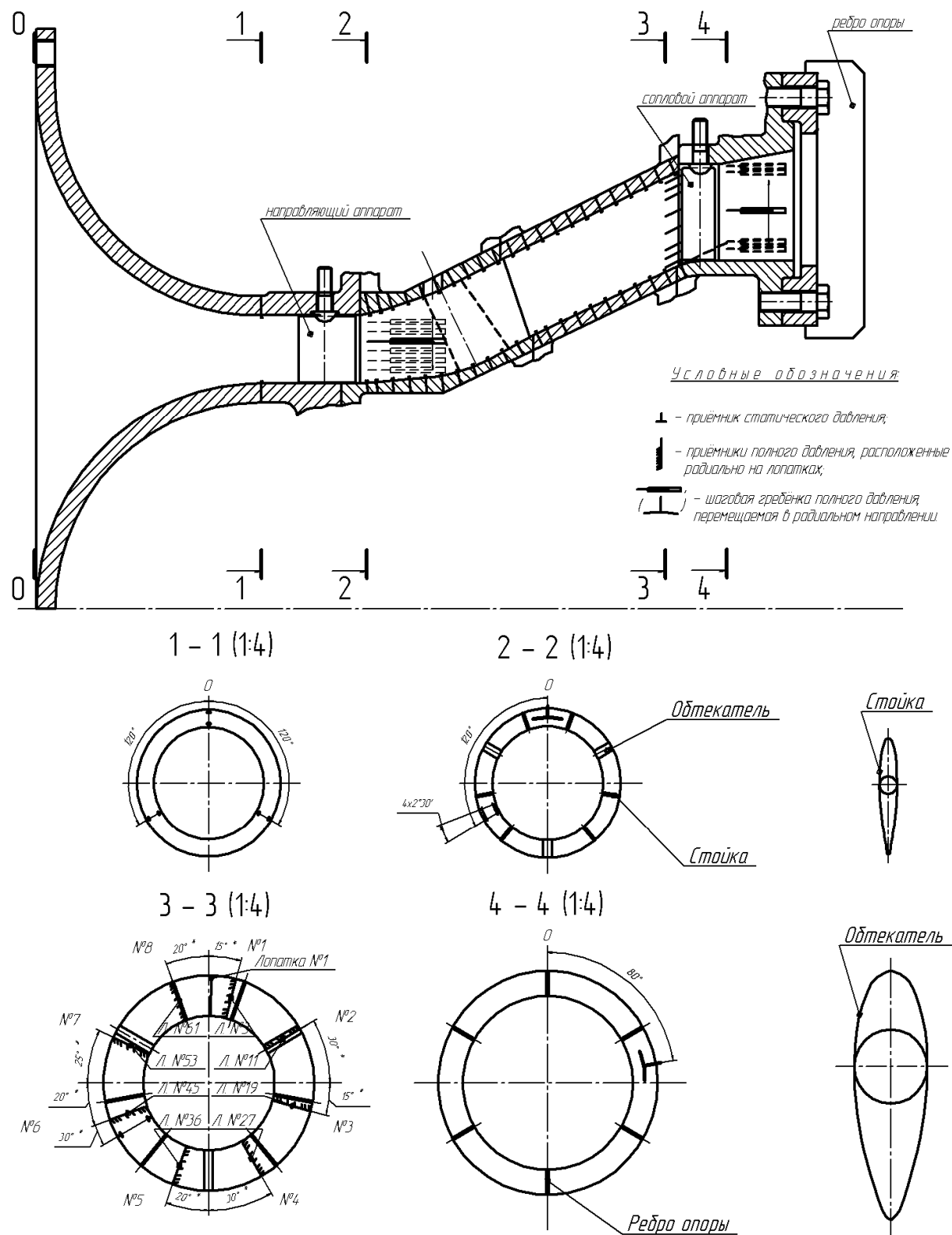


Рис. 1. Экспериментальная установка и схема препарирования

В сечении 1-1 перед НА измерялось статическое давление на внутреннем и наружном обводах.

В сечении 2-2 на входе в переходник измерялось статическое давление на обводах и поле полного да-

вления по высоте проточной части с помощью шаговой гребёнки.

Между сечениями 2-2 и 3-3 на обводах переходника измерялось поле статического давления.

В сечении 3-3 на выходе из переходника измерялось поле полного давления. Приёмники полного давления размещались радиально на восьми лопатках, расположенных по окружности.

В сечении 4-4 за СА измерялось поле полного давления по высоте проточной части с помощью шаговой гребёнки.

На входе (сечение 2-2) и выходе из переходника (сечение 3-3) с помощью аэродинамического угломера измерялись углы потока по высоте проточной части: в сечении 2-2 – на одном радиальном направлении, в сечении 3-3 – на двух (в ядре потока и в следе от стойки).

Общее количество приёмников статического и полного давлений составило 149 штук. Испытания проводились на аэродинамической трубе открытого типа по схеме на наддув.

Обработка экспериментальных данных. Параметром, определяющим режим испытаний, была приведенная скорость потока на входе в переходник λ_2 . По ней согласовывались режимы работы модельного переходника с натурным.

Приведенная скорость λ_2 определялась по известной приведенной плотности потока $q(\lambda_2)$, рассчитываемой по формуле

$$q(\lambda_2) = \frac{G \cdot \sqrt{T_2^*}}{P_2^* \cdot F_K \cdot m_M \cdot \sin \alpha_2}, \quad (1)$$

где G – расход воздуха через модель, кг/с;

T_2^* , P_2^* – абсолютная температура и абсолютное полное давление на входе в модель, К, Па;

F_K – кольцевая площадь проточной части на входе в модель, м²;

$m_M = 0,0404$ (кг·К/Дж)^{0,5} – коэффициент, учитывающий теплофизические свойства модельного рабочего тела (воздух);

α_2 – угол выхода потока из лопаток НА, градус.

При обработке данных выделено три участка модели: участок 0-2 – входное устройство с НА, уча-

сток 2-3 – непосредственно переходник, участок 0-4 – модель целиком. На каждом участке определены потери, характеризуемые коэффициентом восстановления полного давления σ или относительными потерями полного давления $\Delta \bar{P}$:

$$\sigma_{0-2} = P_2^* / P_0^*, \quad (2)$$

$$\sigma_{2-3} = P_3^* / (P_0^* \cdot \sigma_{0-2}), \quad (3)$$

$$\sigma_{0-4} = P_4^* / P_0^*, \quad (4)$$

$$\Delta \bar{P} = (1 - \sigma) \cdot 100\%, \quad (5)$$

где P_0^* , P_3^* , P_4^* – соответственно полные давления на входе в модель, на выходе из переходника и на выходе из СА, Па.

Относительное статическое давление вдоль наружного и внутреннего обводов переходника (на участке от сечения 2-2 до сечения 3-3) определялось из соотношения

$$\bar{P}_i = \frac{P_i}{P_0^*}, \quad (6)$$

где P_i – текущее абсолютное статическое давление на обводе, Па.

2.3. Результаты исследований. В начале экспериментальных исследований определён действительный угол потока α_2 на входе в переходник (сечение 2-2 на рис. 1), который обеспечивают лопатки НА.

Испытания выполнены на режимах, близких к номинальному режиму работы ГТД. При этом приведенная скорость на входе в переходник составила $\lambda_2 = 0,37 \dots 0,38$.

Изменение угла потока по высоте проточной части на входе в переходник (сечение 2-2) приведено на рис. 2.

Из рисунка видно, что угол потока на входе в переходник изменяется по высоте проточной части в диапазоне от 17 до 23° с забросом у корня до 32°, что объясняется наличием радиального зазора у корня лопатки НА модели.

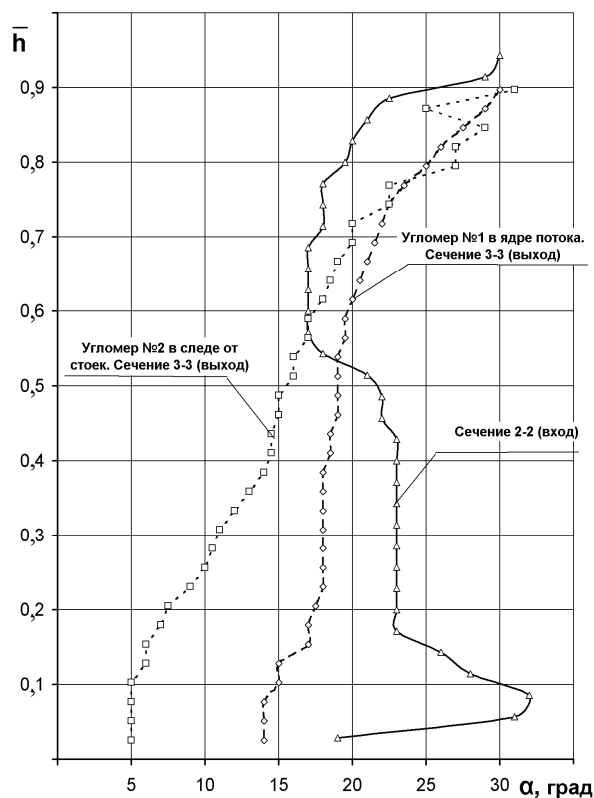


Рис. 2. Изменение угла потока по высоте проточной части на входе (сечение 2-2) и выходе из переходника (сечение 3-3) на режиме $\lambda_2 = 0,37 \dots 0,38$

Характер кривой на высоте $\bar{h} \approx 0,5 \div 0,9$ вызван более разреженной решёткой НА в верхних сечениях и частичным влиянием на измерения следов лопатки.

Выполнены измерения углов потока на выходе из переходника (сечение 3-3). Углы потока измерены по высоте проточной части между стойками и в следе за одной из стоек. Из рисунка видно, что между стойками угол по высоте канала изменяется от 14° у корня до 30° на периферии.

В следе от стойки угол изменяется от 5° у корня до 31° на периферии. Это свидетельствует о частичном спрямлении потока стойками и обтекателями. Причём наибольшее спрямление потока зафиксировано у корня и отсутствие спрямления зафиксировано на периферии.

Такая тенденция может быть обусловлена диагональной формой переходника, имеющего большой угол наклона проточной части.

Исследовались три варианта конструкции переходника (участок 2-3), отличающихся друг от друга набором стоек и обтекателей внутри проточной части. Обводы самого переходника при этом не менялись.

Таким образом, определены потери в исходной конструкции и выделены потери, вносимые в переходник установленными внутри стойками и обтекателями.

На рис. 3, а и 3, б приведены потери (коэффициент восстановления полного давления σ_{2-3} и относительные потери полного давления $\Delta \bar{P}_{2-3}$) в зависимости от режима для трёх вариантов конструкции переходника.

Потери на номинальном режиме $\lambda_2 = 0,376$ для этих вариантов представлены в табл. 1. Отсюда следует, что относительные потери полного давления, вносимые стойками и обтекателями, составляют 0,50 %, причём большую долю – 0,35 % вносят обтекатели.

Таблица 1

Потери на номинальном режиме

Описание конструкции	Исходная конструкция	Обтекатели заменены стойками	Обтекатели и стойки отсутствуют
σ_{2-3}	0,9790	0,9825	0,9840
$\Delta \bar{P}_{2-3}, \%$	2,10	1,75	1,60

В данном случае поиск резервов уменьшения потерь возможен за счёт изменения геометрии самих обводов переходника при сохранении его длины, определяющей массогабаритные характеристики двигателя.

Целесообразно также исследовать конструкцию переходника с обтекателями, установленными под угол натекания потока $i \approx 5^\circ \div 7^\circ$ [14].

Для трёх вышеупомянутых вариантов конструкции исследовано распределение поля статического давления вдоль обводов переходника (участок 2-3).

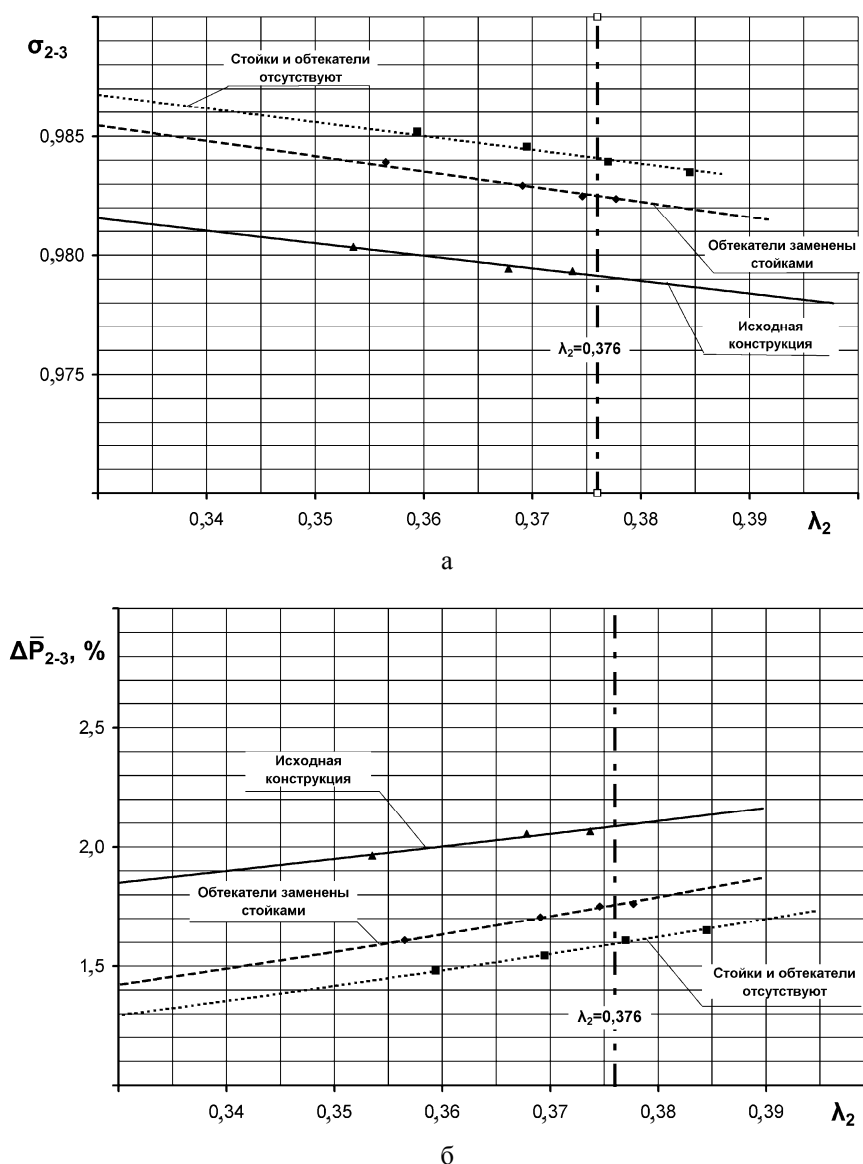


Рис. 3. Изменение потерь в переходнике (участок 2-3) для трёх вариантов конструкции в зависимости от режима: а – коэффициент восстановления полного давления; б – относительные потери полного давления

Испытания выполнены на режимах, близких к номинальному режиму работы ГТД. Относительное статическое давление вдоль обводов $\bar{P}_i$ представлено на рис. 4, а и 4, б, соответственно, для наружного и внутреннего обводов.

Из рис. 4, а видно, что на наружном обводе статическое давление монотонно увеличивается от входа к выходу. На внутреннем обводе (рис. 4, б) характер распределения давления иной: на 1/3 длины переходника статическое давление интенсивно нарастает, затем резко падает и далее носит плавный характер, монотонно увеличиваясь к выходу.

Данная тенденция распределения давления на внутреннем обводе присутствует во всех трёх вариантах конструкции переходника, в том числе в варианте, где стойки и обтекатели внутри канала отсутствуют. Это свидетельствует о том, что явление вызвано геометрией самих обводов переходника. Причиной такого распределения давления мог послужить довольно резкий изгиб внутреннего обвода переходника (рис. 1). Представляется целесообразным в дальнейших исследованиях изучить течение в этой области более детально, добиться плавного распределения статического давления вдоль внутреннего обвода.

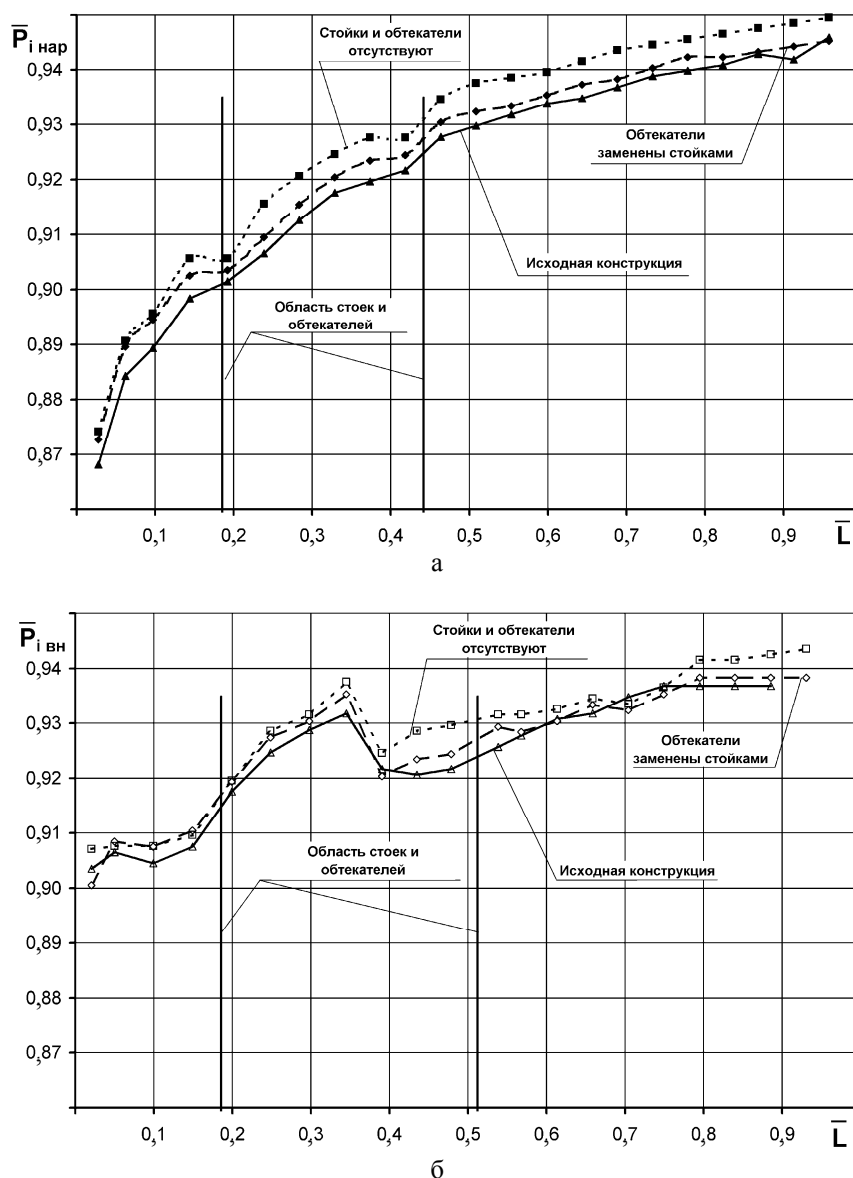


Рис. 4. Изменение поля относительного статического давления вдоль обводов переходника (участок 2-3) на режиме $\lambda_2 = 0,37 \dots 0,38$ для трёх вариантов конструкции:
а – наружный обвод; б – внутренний обвод

На рис. 5 представлено изменение коэффициента восстановления полного давления всей модели σ_{0-4} по высоте проточной части. Режимы испытаний близки к номинальному режиму работы ГТД. По рисунку можно анализировать поле полного давления за СА (сечение 4-4 на рис. 1). В силу оговоренных выше особенностей конструкции СА, ориентироваться нужно на качественную картину поля полного давления за СА, а не на количественные показатели. Из рисунка видно, что характер распределения давлений всех вариантов одинаков. Наибольшее

полное давление зафиксировано в средних сечениях лопатки $\bar{h} \approx 0,5 \div 0,6$. От средних сечений к периферийным и корневым полное давление уменьшается, при этом в корневых сечениях полное давление уменьшается более интенсивно.

Такое изменение полного давления за СА можно объяснить следующим. В периферийных сечениях СА давление уменьшается в силу возможного отрыва потока на верхнем обводе переходника и в силу повышенных положительных углов атаки на лопатки, увеличивающихся от 17° до 30° от середины к пе-

риферии (рис. 2). В корневых сечениях СА сильное понижение давления можно объяснить влиянием на течение геометрии переходника. Из-за ограничений длины переходника его внутренний обвод с нижней полкой СА образуют излом (рис. 1), что приводит к отрыву потока в корневых сечениях СА и ухудшению их аэродинамических характеристик. В меньшей мере на потери в корневых сечениях СА оказывают влияние углы натекания потока.

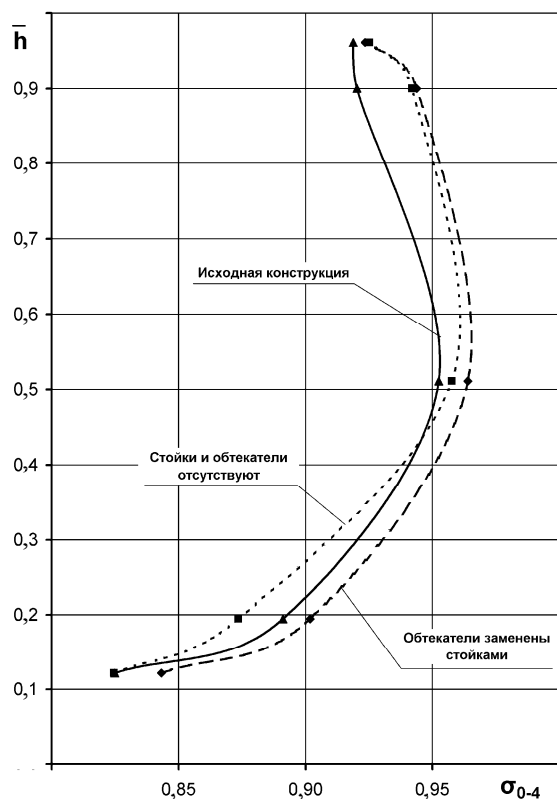


Рис. 5. Изменение коэффициента восстановления полного давления всей модели (участок 0-4) по высоте проточной части на режиме $\lambda_2 = 0,37 \dots 0,38$

Они уменьшаются от среднего сечения лопатки к корню с 17 до 10° (рис. 2). Согласно полученным результатам, целесообразно провести исследования переходника с иной формой нижнего обвода.

Анализируя испытанные варианты, можно установить следующее. В варианте переходника, где обтекатели заменены стойками, полное давление по всей высоте СА выше, по сравнению с исходной конструкцией (рис. 5), и потери меньше. В варианте переходника, где стойки и обтекатели отсутствуют,

полное давление по высоте СА, по сравнению с исходной конструкцией, изменяется по-разному (рис. 5). В периферийных сечениях СА полное давление выше, что закономерно, а в корневых ниже. Пониженное полное давление в нижней части СА может быть вызвано отсутствием спрямления потока стойками и обтекателями и наличием, в связи с этим, больших положительных углов атаки на сопловые лопатки, что приводит к увеличению потерь. Такое объяснение может быть подтверждено характером изменения углов в следе от стоек и в ядре потока по высоте проточной части на выходе из переходника (рис. 2). Из рисунка видно, что сильнее всего поток спрямляется у корня и практически не спрямляется на периферии. Спрявление потока в корне на высоте $\bar{h} \approx 0 \div 0,2$ составляет 10° . На высоте $\bar{h} \approx 0,2 \div 0,5$ спрявление уменьшается с 10° до 4° . Соответственно на эти же величины углов уменьшаются положительные углы атаки на сопловых лопатках, а следовательно, уменьшаются и потери в них. Исходя из сказанного, в дальнейшем представляет большой интерес исследовать СА, подстроенный под углы выхода потока из переходника.

Заключение

В настоящей работе представлены экспериментальные исследования переходного диффузора турбины ГТД. Исследования показали, что относительные потери полного давления в переходнике исходной конструкции составляют $\Delta \bar{P} = 2,1\%$. Из них потери, вносимые расположенными внутри переходника стойками и обтекателями, составляют $\Delta \bar{P} = 0,50\%$. Доля потерь, вносимых обтекателями, составляет $\Delta \bar{P} = 0,35\%$, стойками — $\Delta \bar{P} = 0,15\%$.

Исследовано течение внутри переходника и изучено его влияние на течение в СА последующей ступени, что позволило выработать предложения по дальнейшим направлениям работ.

Дальнейшие исследования будут направлены на уменьшение потерь в переходнике, а также уменьшение потерь в последующей ступени СТ. Для этого предлагается исследовать переходник с различной геометрией обводов проточной части. Также целесообразно исследовать переходник с обтекателями, установленными под небольшой угол натекания потока $i \approx 5^\circ \div 7^\circ$.

Авторы выражают благодарность доктору технических наук, профессору В.П. Герасименко за полезное обсуждение работы.

Литература

1. Гоголев И.Г., Дроконов А.М. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. – Брянск: Грани, 1995. – 258 с.
2. Аэродинамическое усовершенствование проточной части турбины ГТД на основе расчётов трёхмерного вязкого течения. Ч. 2. Переходный диффузор и ступень силовой турбины / А.В. Русанов, С.В. Ершов, Б.В. Исаков, В.Е. Спицын, А.А. Усатенко // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2004. – № 8. – С. 46-50.
3. Чжен П. Отрывные течения. Т.1. – М.: Мир, 1972. – 300 с.
4. Симпсон Р.Л. Обзор некоторых явлений, возникающих при отрыве турбулентного потока // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1981. – № 4. – С. 131-149.
5. Телионис Д.П. Отрывные и безотрывные нестационарные пограничные слои. Обзор // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1979. – № 1. – С. 142-161.
6. Строн Р.К., Клайн С.Дж. Метод расчёта плоских и осесимметричных диффузоров, основанный на определении запаса по отрыву // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1983. – № 1. – С. 115-121.
7. Хокенсон Г. Расчёт оптимальных диффузоров обратным методом и его экспериментальное подтверждение // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1979. – № 4. – С. 186-191.
8. Харша П.Т., Глассман Х.Н. Анализ турбулентного безотрывного течения в дозвуковых диффузорах // *Тр. америк. общества инженеров механиков. Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1976. – № 2. – С. 287-289.
9. Поляков И.В., Ремизов А.Е. Анализ параметров течения в межтурбинном переходном канале с использованием численного моделирования // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2006. – № 7. – С. 25-29.
10. Экспериментальное исследование двухступенчатого турбинного отсека с переходным патрубком между ступенями / И.Г. Гоголев, Р.В. Кузьмичёв, А.М. Дроконов А.А. Кочегаров // *Теплоэнергетика.* – 1984. – № 7. – С. 62-64.
11. Шерстюк А.Н., Соколов А.И., Чижов В.В. Исследование аэродинамики переходных патрубков прямоточных ГТУ на базе турбореактивных двигателей // *Теплоэнергетика.* – 1980. – № 3. – С. 38-40.
12. Измерение воздушных потоков // *Промышленная аэродинамика.* – 1960. – № 19. – 176 с.
13. Воздухоприёмные и газоотводные устройства судовых газотурбинных установок / Ю.А. Бордовицын, А.А. Вимба, Н.Я. Матусевич, С.И. Нахамкин. – Л.: Судостроение, 1969. – 168 с.
14. Особенности обтекания опорного венца кольцевого диффузора ГТД при входной закрутке потока / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев, Б.В. Исаков, В.Т. Федан // *Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование.* – 2005. – № 8. – С. 31-38.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Д. Борисенко, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.