

А. Е. Ремизов, О. О. Карелин

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МЕЖТУРБИННЫХ ПЕРЕХОДНЫХ КАНАЛОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Представлены результаты исследования характеристик межтурбинных переходных каналов с варьируемой диффузорностью при различной входной закрутке. Уточнены эмпирические соотношения для быстрой инженерной оценки потерь и углов закрутки потока в межтурбинных переходных каналах с входной закруткой. *Межтурбинный переходный канал; диффузорность; входная закрутка; эмпирические соотношения*

Межтурбинный переходный канал – это обязательный элемент большинства авиационных и промышленных газотурбинных двигателей, который появляется при обеспечении наибольшей эффективности работы турбины газогенератора, турбины низкого давления или силовой турбины. Межтурбинный переходный канал оказывает непосредственное влияние на условия работы турбины низкого давления и силовой турбины и, следовательно, на работу всего двигателя. Поэтому на межтурбинный переходный канал накладываются жесткие ограничения по величине потерь давления. Кроме того, при проектировании турбины низкого давления и силовой турбины для обеспечения их высокой эффективности необходимо знать распределение параметров на входе, а распределение этих параметров во многом зависит от особенностей течения в переходном канале.

Модификация авиационных газотурбинных двигателей, как правило, осуществляется за счет каскада низкого давления, а модификация промышленных газотурбинных установок – за счет силовой турбины. Поэтому межтурбинный переходный канал в условиях модификации двигателей занимает одно из основных мест, так как во многом определяет условия работы модифицированных турбин. Модификация газотурбинных двигателей в целях повышения их мощности сопровождается либо увеличением числа ступеней турбины, либо увеличением ее диаметра. Увеличение диаметра приводит к росту диффузорности межтурбинного переходного канала.

ФОРМУЛИРОВАНИЕ ПРОБЛЕМЫ

Проведенный анализ статистических данных показал, что диффузорность большинства межтурбинных переходных каналов находится в диапазоне $q = 1 \dots 2,2$, что по данным Howard [1] соответствует безотрывному, предотрывному и отрывному режиму течения. Течение газа в межтурбинных переходных каналах в большинстве случаев оказывается сложным и предрасположено к отрыву с высоким уровнем потерь.

В связи с применением высокоперепадных турбин высокого давления и широким диапазоном режимов их работы, межтурбинные переходные каналы часто работают в условиях входной закрутки потока, которая может изменяться в пределах $0^\circ \dots 30^\circ$ и иметь различное распределение по радиусу: уменьшаться, увеличиваться или иметь распределение по радиусу близкое к постоянному.

Влияние входной закрутки на аэродинамическую эффективность кольцевых диффузоров часто носит сложный и неоднозначный характер. Умеренная закрутка потока на входе в диффузор или патрубок может быть использована для улучшения его работы. Анализ результатов исследований М. Е. Дейча, А. Е. Зарянкина, С. А. Довжика, В. М. Картавенко [2], Е. Н. Богомолова, А. Е. Ремизова, И. В. Полякова [3, 4], И. Г. Гоголева, В. К. Мигая, Э. И. Гудкова, R. Lohmann, Y. Senoo, показал, что минимум потерь в диффузорных каналах с различными геометрическими параметрами может существовать при входной закрутке от 0° до 30° .

Эффективность работы переходных каналов будет определяться их геометрическими параметрами, величиной и типом входной закрутки. Совместное влияние диффузорности и входной закрутки на эффективность работы межтурбин-

ных переходных каналов оказывается мало изученным. Так, влияние диффузорности исследовалось при осевом входе потока, а влияние закрутки исследовалось для каналов постоянной диффузорности. Единичные исследования совместного влияния диффузорности и закрутки (работы ЦАГИ, ASME) ограничивались варьированием указанных параметров в весьма узких пределах, не отвечающих интересам практики.

Наибольший интерес представляет исследование характеристик межтурбинных переходных каналов с диффузорностью $q = 1 \dots 2,2$ при входной закрутке $\alpha_1 = 0^\circ \dots 30^\circ$ различного типа. Исследования в этих диапазонах параметров и были предприняты в данной работе.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ КАНАЛОВ

Экспериментальная установка

Для решения поставленных задач использовались аэродинамический эксперимент. Экспериментальная установка (рис. 1) позволяла проводить исследования характеристик межтурбинных переходных каналов с диффузорностью $q = 1 \dots 2,2$ при входной закрутке $\alpha_1 = 0^\circ \dots 30^\circ$ с тремя вариантами распределения закрутки по радиусу. Варьирование диффузорности каналов достигалось путем изменения угла наклона внутренней стенки. Закручивающая решетка с тремя сменными комплектами лопаток задавала распределение углов потока, типичное для выходного сечения турбин высокого давления: закрутка постоянная по высоте (комплект 1), закрутка увеличивается к внутренней стенке (комплект 2), закрутка увеличивается к наружной стенке (комплект 3).

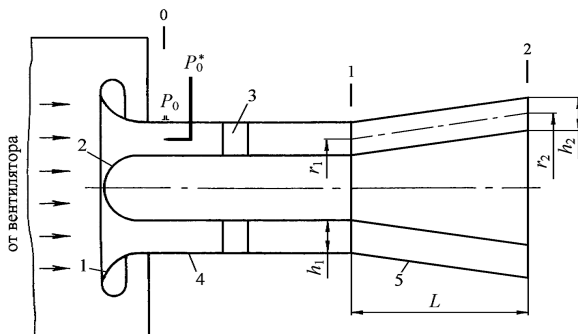


Рис. 1. Модель переходного канала:
1 – входная лемниската; 2 – кок; 3 –
закручивающая решетка с тремя сменными
комплектами лопаток; 4 – кольцевой
закручивающий канал; 5 – модель
диффузора

Принцип организации измерений, методика испытаний и обработки данных позволили получить достоверные характеристики межтурбинных переходных каналов на основании измерения полей параметров потока на входе и выходе из канала. Шаг перемещения насадка в окружном направлении составлял 10° , в радиальном – 5 мм в ядре потока и 2 мм вблизи стенок. Измерение направления вектора скорости в окружном направлении осуществлялось по трем окружным траверсам с таким же шагом в радиальном направлении. Измерения параметров потока проводились с помощью газодинамического измерительного стенда с программным заданием координат точек замера давления и автоматическим сообщением параметров ЭВМ. Коэффициент внутренних потерь исследуемого диффузора определялся как разность

$$\zeta_{\text{д}} = \zeta_{\text{уст}} - \zeta_{\text{к}}$$

коэффициентов внутренних потерь всей установки

$$\zeta_{\text{уст}} = \frac{P_0^* - P_2^*}{P_0^* - P_0}$$

и закручивающего канала

$$\zeta_{\text{к}} = \frac{P_0^* - P_1^*}{P_0^* - P_0}$$

Осреднение потерь проведено по площади выходного сечения.

Изменение угла закрутки при течении закрученного потока в каналах определялось как разность углов по входу и выходу. Положительные значения $\Delta\alpha$ соответствуют выравниванию потока (приближению к осевому направлению), а отрицательные – дополнительному закручиванию.

При исследовании моделей межтурбинных переходных каналов выполнялись условия геометрического, кинематического и динамического подобия. Геометрические параметры исследуемых диффузоров выбраны в соответствии с таковыми для типичных межтурбинных переходных каналов.

Исследования проводились при среднерасходной скорости во входном сечении $c_0 = 37$ м/с, что соответствует числу Маха $M = 0,11$ и числу Рейнольдса, рассчитанному по гидравлическому диаметру и параметрам рабочего тела во входном сечении модели, $Re = 2,6 \cdot 10^5$. Исследования проводились в области автомодельности по числу Рейнольдса в допущении о несжимаемости рабочего тела.

Погрешность измерения углов потока составляет $\pm 0,5^\circ$. Погрешность определения потерь составляет $\pm 6\%$.

Результаты эксперимента

В результате экспериментального исследования было получено распределение потерь по высоте проточной части исследуемых диффузоров при разных типах закрутки. Результаты испытаний показали, что влияние входной закрутки на аэродинамическую эффективность кольцевых диффузоров носит сложный и неоднозначный характер, что связано с особенностями течения закрученного потока вблизи наружной и внутренней стенок и с изменяющимся вкладом пристеночных течений в общие потери в канале. При этом доли потерь, генерируемых в пристеночных областях, различаются, что обуславливает существование оптимальной, с точки зрения потерь, входной закрутки потока при постоянной по радиусу входной закрутке (рис. 2). При этом оптимальная величина входной закрутки зависит от диффузорности канала. В то же время закрутка, увеличивающаяся к внутренней и наружной стенке, не приводит к появлению минимума потерь в исследуемых диффузорах, так как определяющей величиной потерь является только одна из поверхностей, у которой закрутка максимальная.

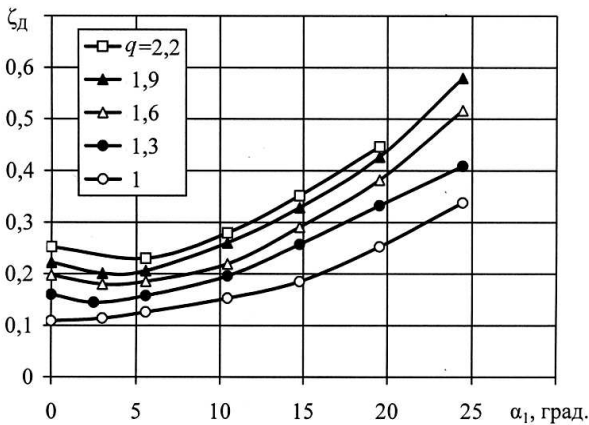


Рис. 2. Зависимость коэффициентов внутренних потерь исследуемых диффузоров от величины входной закрутки (комплект лопаток 1)

Таким образом, получена зависимость оптимальной, с точки зрения потерь, величины входной закрутки от диффузорности канала и типа распределения входной закрутки по радиусу (рис. 3).

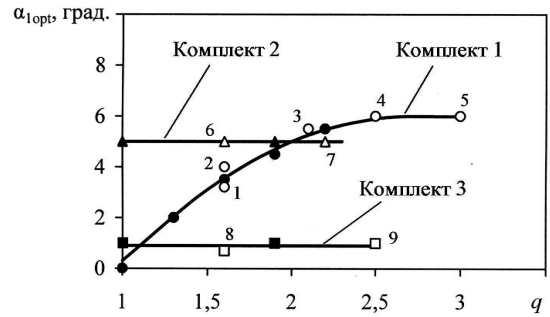


Рис. 3. Оптимальная по потерям входная закрутка в диффузорах:

●, ▲, ■ – исследуемые диффузоры; 1 – опыты Д. В. Гуревича; 2, 6, 8 – опыты А. Е. Ремизова, И. В. Полякова [4]; 3, 7 – опыты С. А. Довжика [2]; 4 – опыты И. Г. Гоголева; 5, 9 – опыты Е. М. Левина

При постоянной по высоте закрутке, оптимальная величина закрутки на входе в диффузор увеличивается от 0° до 6° с увеличением диффузорности от 1 до 2,2. При закрутке, увеличивающейся к внутренней и наружной стенке, оптимальная величина закрутки на входе в диффузор практически не меняется с увеличением диффузорности канала и составляет соответственно 5° и 1° . Полученные результаты хорошо согласуются с опытными данными различных исследователей.

Получены данные по изменению угла закрутки при течении закрученного потока в диффузорах, подтвердившие сделанное ранее предположение А. Е. Ремизова и И. В. Полякова [4] о зависимости изменения углов потока по длине диффузора от его геометрических параметров. Оказалось, что с увеличением диффузорности выравнивающая способность уменьшается, а закручивающая – возрастает (рис. 4), причем величина изменения угла зависит еще и от характера изменения входной закрутки по радиусу, но его влияние существенно меньше, чем влияние диффузорности.

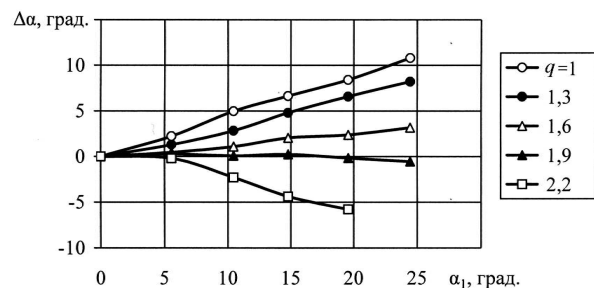


Рис. 4. Изменение угла закрутки в диффузоре (комплект лопаток 1)

Получена зависимость изменения углов потока по длине диффузора от эквивалентного угла раскрытия

$$\gamma_{\text{экв}} = 2 \cdot \arctg \left[\frac{q-1}{2 \cdot L/h_1} \right]$$

и относительной длины (рис. 5). В диффузорах, геометрические параметры которых находятся ниже линии начала отрыва, наблюдается выравнивание потока, а выше – дополнительное закручивание. Полученные результаты хорошо согласуются с опытными данными различных исследователей (на рис. 5 в скобках указано относительное изменение угла в диффузоре). На рис. 5 представлены изолинии по геометрическим параметрам диффузоров, соответствующие постоянному изменению угла потока в диффузоре.

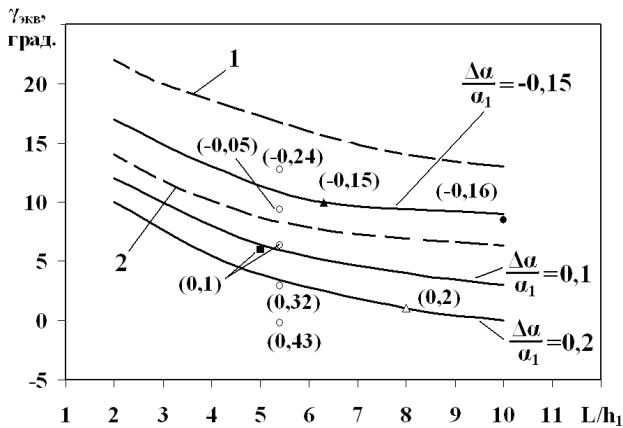


Рис. 5. Характеристика исследуемых диффузоров: 1 – линия максимальных коэффициентов восстановления статического давления в диффузорах; 2 – граница начала отрыва в кольцевых диффузорах; ○ – исследуемые диффузоры; Δ, ▲ – опыты С. А. Довжика [2]; ■ – опыты Р. П. Лохманна [5]; ● – опыты Л. М. Дыскина

Эти изолинии описываются полиномами $\gamma_{\text{экв}} = a(L/h_1)^2 + b(L/h_1) + c$, причем коэффициенты a и b отличаются не более чем на 5%. Поэтому все семейство изолиний можно описать одним уравнением $\gamma_{\text{экв}} = 0,13(L/h_1)^2 - 2,7(L/h_1) + c$, откуда можно определить величину коэффициента c :

$$c = \gamma_{\text{экв}} - 0,13(L/h_1)^2 + 2,7(L/h_1).$$

При этом между изменением угла и коэффициентом c , определяющим положение изолинии, существует зависимость (рис. 6), описываемая выражением

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha_1} = -0,04 \cdot c + 0,84.$$

Полученная зависимость может оказаться полезной при определении относительно изменения угла в диффузоре по его геометрическим параметрам.

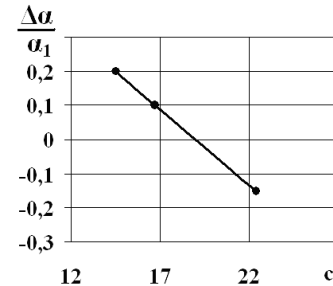


Рис. 6. Зависимость изменения угла потока от коэффициента c

Эмпирические соотношения для оценки углов потока и потерь

На сегодняшний день для оценки изменения углов закрутки потока в диффузорах существует единственная формула С. А. Довжика, В. М. Картавенко [2]. Выполненная проверка показала, что расчет по этой формуле дает различие с экспериментом, как для всей области течения, так и для пристеночных областей. Поэтому была поставлена задача усовершенствовать формулу С. А. Довжика, В. М. Картавенко. Для повышения точности расчета углов в формулу введен поправочный коэффициент, значения которого находятся в зависимости от диффузорности канала и типа входной закрутки для различных областей течения

$$\alpha_2 = \arctg \left(A \cdot \frac{q}{q_r} \cdot \tg \alpha_1 \right), \quad (1)$$

где A – поправочный коэффициент; q – общая диффузорность; q_r – радиальная диффузорность.

Поправочный коэффициент записывается в виде

$$A = f \cdot q + b, \quad (2)$$

где f и b – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа закрутки и области течения (табл. 1).

В результате появилась возможность оценивать изменение углов закрутки потока не только в канале в целом, но и в различных сечениях канала по высоте. Работоспособность формулы подтверждается хорошим совпадением с полученными экспериментальными данными и данными других авторов.

Таблица 1

Область течения	Комплект 1 $n = -0,11$		Комплект 2 $n = 1,28$		Комплект 3 $n = -0,86$	
	f	b	f	b	f	b
Ядро потока	0	0,8	0	0,8	0	0,8
Периферия	0	1	0,2	0,8	0,2	0,8
Втулка	0,2	0,5	0	0,7	-0,3	1,3

Несмотря на развитие численных методов газодинамики, проблема расчета потерь в диффузорах не решена и оценку уровня потерь целесообразнее осуществлять с помощью эмпирических соотношений. Большинство известных на сегодняшний день эмпирических формул для расчета потерь в каналах с закрученным потоком имеют одинаковую структуру (формулы А. А. Халатова, Э. А. Болтенко [5]). Отличие формул состоит в введении эмпирических коэффициентов в показатель степени при тангенсе угла закрутки.

$$\frac{\zeta}{\zeta_0} = (1 + \operatorname{tg}\alpha_1)^{0,25}, \quad (3)$$

где ζ – коэффициент потерь канала с закруткой потока; ζ_0 – коэффициент потерь канала при осевом течении; α_1 – угол закрутки потока на входе, град.

Однако структура этих формул не позволяет учитывать геометрические параметры канала и характер распределения закрутки по радиусу.

Выполненная проверка показала, что расчет по этим формулам дает заниженные потери по сравнению с экспериментом (рис. 6).

Поэтому была поставлена задача усовершенствовать формулу А. А. Халатова (3). В предлагаемом соотношении учитываются геометрические параметры канала, величина и тип входной закрутки. Наряду с поправочным коэффициентом, введенным в формулу для оценки углов потока (2), в формуле для оценки потерь используется эмпирический коэффициент, учитывающий тип входной закрутки

$$\frac{\zeta_{\text{д}}}{\zeta_{\text{до}}} = \left(1 + A \cdot \frac{q}{q_r} \cdot \operatorname{tg}\alpha_1 \right)^{0,25+(C+5 \cdot k)}, \quad (4)$$

где $\zeta_{\text{д}}$ – коэффициент потерь диффузора с закруткой потока; $\zeta_{\text{до}}$ – коэффициент потерь диффузора при осевом течении; C – эмпирический коэффициент, учитывающий тип входной закрутки; k – тангенс угла наклона линии тренда,

аппроксимирующей распределение угла закрутки по радиусу в ядре потока.

При этом имеет место зависимость вида

$$C = 2 \cdot n + 1,5, \quad (5)$$

где n – параметр профилирования закручивающих лопаток (табл. 1).

Предлагаемая формула наиболее универсальна и дает хорошую сходимость с полученными экспериментальными данными и данными других авторов во всем значимом диапазоне изменения входной закрутки различного типа и геометрии канала (рис. 7).

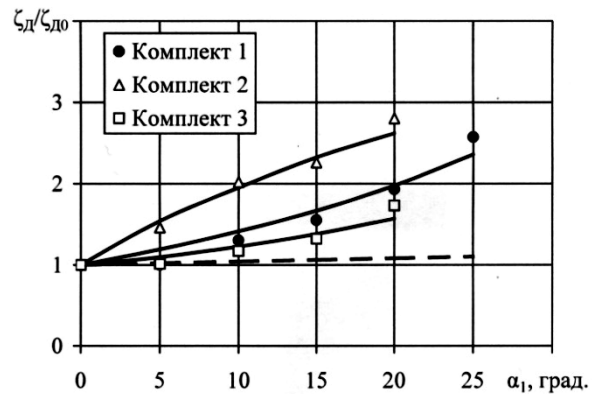


Рис. 7. Изменение коэффициента внутренних потерь диффузора ($q = 1,9$): --- расчет по формуле(3); ——— расчет по предлагаемой формуле (4)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При постоянной по высоте закрутке оптимальная, с точки зрения уменьшения потерь, величина закрутки на входе в межтурбинный переходный канал увеличивается от 0° до 6° с увеличением диффузорности от 1 до 2,2. При закрутке, увеличивающейся к внутренней и наружной стенке, оптимальная величина закрутки на входе в межтурбинный переходный канал практически не меняется с увеличением диффузорности и составляет соответственно 5° и 1° .

В межтурбинных переходных каналах, геометрические параметры которых соответствуют безотрывному течению, наблюдается выравнивание потока, а при отрывном течении имеет место дополнительное закручивание. С увеличением диффузорности выравнивающая способность уменьшается, а закручивающая – возрастает.

Получены эмпирические соотношения для быстрой инженерной оценки потерь и углов потока в межтурбинных переходных каналах с входной закруткой за счет учета характера

распределения входной закрутки по радиусу. В результате появилась возможность оценивать изменение углов закрутки потока не только в канале в целом, но и в различных сечениях канала по радиусу. Предлагаемая формула для оценки потерь оказывается работоспособной во всем значимом диапазоне изменения геометрических параметров канала и входной закрутки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Howard J. H.** Performance and flow regimes for annular diffusers // ASME. P. 67.
2. **Довжик С. А.** Экспериментальное исследование влияния закрутки потока на эффективность кольцевых каналов и выходных патрубков осевых турбомашин // Промышленная аэродинамика. 1974. Вып. 31. С. 94–109.
3. **Богомолов Е. Н.** Исследование аэродинамики диффузорных течений применительно к задачам проектирования межтурбинных переходников // Вестник РГАТА им. П. А. Соловьева. 2007. № 2 (12). С. 3–30.

4. **Поляков И. В., Ремизов А. Е.** Влияние входной закрутки потока на параметры течения в модельном межтурбинном переходном канале // Справочник. Инженерный журнал. М.: Машиностроение. 2007. № 8 (125). С. 35–38.

5. **Халатов А. А.** Теория и практика закрученных потоков. Киев: Наук. думка. 1989. 192 с.

ОБ АВТОРАХ

Ремизов Александр Евгеньевич, доц., зав. каф. авиац. двигателей Рыбинск. гос. авиац. техн. ун-та им. П.А. Соловьева. Канд. техн. наук. Иссл. в обл. экспериментальн. исследования характеристик межтурбинных переходных каналов газотурбинных двигателей.

Карелин Олег Олегович, асс. той же каф. Канд. техн. наук. Иссл. в обл. экспериментальн. исследования характеристик межтурбинных переходных каналов газотурбинных двигателей.