

УДК 621.452

А.Е. РЕМИЗОВ, О.О. КАРЕЛИН, И.А. РЕМИЗОВ

Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева, Россия

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ПАРАМЕТРА ОЦЕНКИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИФфуЗОРА

Проанализированы используемые в отечественной и зарубежной литературе параметры оценки газодинамической эффективности диффузоров. Приводятся погрешности их определения в зависимости от числа Маха на входе в канал. Рассмотрено влияние чисел Рейнольдса и Маха на внутренние потери в диффузорах. Предложены поправки для коэффициентов внутренних потерь, учитывающие различия по числам Маха и Рейнольдса при испытаниях диффузоров. Приведен аналитический обзор используемых способов осреднения неравномерных потоков в диффузорах. На основании результатов испытаний сопловых решеток и кольцевого диффузора проведен сравнительный анализ способов осреднения по расходу и по площади при оценке газодинамической эффективности. Для кольцевого диффузора показано влияние входной закрутки на результаты осреднения, для сопловой решетки – параметра, характеризующего соотношение областей с потенциальным и вихревым течением.

Ключевые слова: *кольцевой диффузор, входная закрутка потока, параметры оценки эффективности, осреднение неравномерных потоков.*

Введение

Кольцевые диффузорные каналы находят широкое применение в авиационных и энергетических ГТД. К таким каналам относятся выхлопные патрубки турбин, диффузоры кольцевых камер сгорания, переходные каналы, соединяющие турбины высокого давления и низкого давления. Эффективность работы таких каналов оказывает существенное влияние на работу всего ГТД. Так, снижение потерь полного давления в межтурбинном переходном канале на 1% приводит к снижению удельного расхода топлива на 1...1,5% [1]. Поэтому, при проектировании таких каналов к ним предъявляются весьма жесткие требования по газодинамической эффективности.

Совершенствование таких каналов требует достоверной оценки их газодинамической эффективности. Поэтому вопрос выбора наиболее информативного параметра оценки газодинамической эффективности диффузора и повышение точности его определения является весьма актуальным.

Проведенный анализ отечественных и зарубежных исследований показал, что для оценки эффективности диффузоров используются различные параметры оценки, причем представление некоторых из них может отличаться. Так, проведенное авторами [2] сопоставление коэффициентов внутренних потерь, используемых в отечественной и зарубежной литературе, выявило существенное расхождение в их значениях (в 2...4 раза).

Характеристики диффузорных каналов получены различными исследователями при несовпадающих режимных и кинематических параметрах. Поэтому их непосредственное сопоставление или использование при расчете натуральных каналов требует учета этих особенностей.

В связи с этим возникает необходимость однозначного представления параметров оценки газодинамической эффективности диффузоров и их взаимосвязи с учетом особенностей получения характеристик.

В процессе испытаний диффузоров производятся измерения параметров рабочего тела (воздуха, газа) во входном и выходном сечениях канала. Поскольку поля параметров в таких каналах являются неравномерными, то при вычислении показателей эффективности необходимо применение того или иного способа осреднения параметров.

Поэтому весьма важным является вопрос о том, каким образом следует производить осреднение параметров, полученных в результате испытаний таких каналов.

1. Параметры оценки газодинамической эффективности диффузоров

Ниже приводятся параметры оценки газодинамической эффективности диффузоров, использованные в работах М.Е. Дейча, А.Е. Зарянкина [3], И.Г. Гоголева, А.М. Дроконова [4], Е.Н. Богомолова, А.Е. Ремизова [5], R. Lohmann [6], Y. Senoo [7].

Коэффициент внутренних потерь энергии в канале как участку магистрали с местным сопротивлением вычисляется по разности давлений полного торможения в долях от динамического давления во входном сечении канала:

$$\zeta = \frac{P_1^* - P_2^*}{P_1^* - P_1}, \quad (1)$$

где P_1^* , P_2^* – полное давление соответственно на входе в канал и выходе из него;

P_1 – статическое давление на входе в канал.

Этот коэффициент удобно использовать при анализе экспериментальных результатов и при сравнении данных, полученных в разное время разными авторами. Это обусловлено тем, что этот коэффициент менее других зависит от числа Маха на входе в канал в докритическом диапазоне, характерном для переходных каналов ГТД [1, 5].

При проектировании ГТД на заданные параметры для оценки эффективности течения удобнее пользоваться коэффициентом восстановления полного давления, равного отношению давления полного торможения на выходе из канала к давлению полного торможения на входе в канал. Но его абсолютное значение сильно зависит от величины входной скорости потока [1, 5].

Коэффициент восстановления полного давления связан в коэффициентом внутренних потерь соотношением

$$\sigma = \frac{P_2^*}{P_1^*} = 1 - \zeta \frac{k}{2} M_1^2 \Pi(M_1), \quad (2)$$

где k – показатель изэнтропии рабочего тела;

M_1 – число Маха на входе в канал;

$\Pi(M_1)$ – газодинамическая функция давления, численно равная отношению статического давления к давлению полного торможения на входе в канал.

Одной из основных оценок эффективности каналов, устанавливаемых на выходе из газовых трактов, является коэффициент полных потерь, который кроме внутренних потерь учитывает потери кинетической энергии с выходной скоростью:

$$\zeta_{\Pi} = \zeta + \zeta_{BC}, \quad (3)$$

где $\zeta_{BC} = \frac{\rho_2 c_2^2}{\rho_1 c_1^2}$ – коэффициент потерь с выходной скоростью;

ρ_1 , ρ_2 – плотность рабочего тела (воздуха, газа) соответственно на входе в канал и выходе из него;

c_1 , c_2 – скорость потока соответственно на входе в канал и выходе из него.

В ряде случаев для оценки эффективности канала используется коэффициент полезного действия, который характеризует энергетическое совершенство процесса изменения скорости в канале:

$$\eta = \frac{2(P_2 - P_1)}{\rho_1 c_1^2 - \rho_2 c_2^2} = \frac{1 - \zeta_{\Pi}}{1 - \zeta_{BC}}, \quad (4)$$

где P_1 , P_2 – статическое давление соответственно на входе в канал и выходе из него;

Степень совершенства процесса преобразования кинетической энергии потока в потенциальную следует оценить коэффициентом восстановления статического давления

$$C_p = \frac{P_2 - P_1}{P_1^* - P_1}, \quad (5)$$

который связан с другими показателями соотношением

$$C_p + \zeta + \zeta_{BC} = 1. \quad (6)$$

Рассчитанные погрешности определения параметров эффективности кольцевого диффузора с равномерным потоком на входе, исследованного в [1], приведены в табл. 1.

Таблица 1
Погрешности определения параметров эффективности кольцевого диффузора с равномерным потоком на входе

Обозначение погрешности	Величина погрешности (\pm) в зависимости от числа Маха на входе в канал, %			
	M=0,1	M=0,2	M=0,4	M=0,6
$\delta\zeta$	3,08	2,87	2,66	2,17
$\delta\sigma$	0,88	0,82	0,76	0,62
$\delta\zeta_{BC}$	0,88	0,82	0,76	0,62
$\delta\zeta_{\Pi}$	0,88	0,82	0,76	0,62
$\delta\eta$	4,13	3,85	3,57	2,91
δC_p	1,49	1,39	1,28	1,05

2. Влияние чисел Рейнольдса и Маха на внутренние потери в диффузорах

Проведенный анализ данных [3–7] показал, что характеристики кольцевых диффузоров получены различными исследователями при несовпадающих режимных и кинематических параметрах. Поэтому их непосредственное сопоставление или использование при расчете натуральных каналов ГТД требует соблюдения ряда условий.

Первое условие состоит в выполнении подобия по числу Рейнольдса. Область автомодельности по числу Рейнольдса для кольцевых диффузоров различных конфигураций определяется границей $Re_{кр} > 2,5 \cdot 10^5$ [1, 3].

При $Re > Re_{кр}$ численные значения потерь можно непосредственно сравнивать. Если потери определены при $Re < Re_{кр}$, то для сравнения потерь их необходимо привести к области автомодельности по формуле

$$\zeta_{Re} = \zeta - k_R (Re_{кр} - Re), \quad (7)$$

где ζ – потери, определенные в условиях эксперимента при докритических числах Рейнольдса;

$k_R=5 \cdot 10^{-7}$ – поправочный коэффициент.

Второе условие состоит в выполнении подобия по числу Маха или приведенной скорости λ .

В области несжимаемого течения ($\lambda_{вх} < 0,33$) внутренние потери очень слабо зависят от входной скорости. Для сравнения потерь может применяться формула

$$\zeta_{\lambda=0,33} = \frac{\zeta}{0,86 + 0,4\lambda_{вх}}, \quad (8)$$

где $\zeta_{\lambda=0,33}$ – потери при входной скорости $\lambda=0,33$, соответствующей переходу несжимаемого течения в сжимаемое;

ζ – текущее значение потерь.

В диапазоне скоростей $\lambda=0,33 \dots 0,6$ влияние на потери входной скорости усиливается почти в два раза. Для сравнения потерь может применяться формула

$$\zeta_{\lambda=0,33} = \frac{\zeta}{0,67 + \lambda_{вх}}. \quad (9)$$

При входных скоростях $\lambda_{вх} > 0,6$ потери нарастают еще быстрее.

3. Осреднение неравномерных потоков при оценке эффективности диффузоров

Большинство кольцевых диффузоров в проточной части ГТД работают в условиях закрученного и неравномерного потока, что приводит к необходимости осреднения его параметров.

Проведенный авторами анализ отечественных и зарубежных исследований [1, 3 – 9], показал, что при определении характеристик кольцевых диффузоров в основном используются способы осреднения по расходу G и по площади F . Реже применяются другие способы осреднения. Так, например, А. Klein, Р. Pucher, М. Rohlffs в работе [8] использовали осреднение по импульсу. Согласно [10] этот способ осреднения оказывается целесообразным при сравнении каналов, на выходе из которых характер неравномерности потока одинаков, вместе с тем его использование может приводить к существенным отличиям по потерям.

В исследованиях И.А. Кривошеева, Е.В. Осипова [1] для нахождения полного давления в переходном канале с сопловыми аппаратами применялся, как наиболее простой, способ среднеарифметического осреднения. Причем отличие от способа осреднения по равновеликим площадям составило всего 0,1%.

В работе В.А. Виноградова, Г.П. Кауровой, В.Ю. Николенко [9] при определении потерь в переходном канале с различной входной неравномерно-

стью потока среднее значение полного давления получали в результате осреднения по расходу. При этом отмечалось, что осреднение по площади для неравномерного потока может приводить к погрешности в определении характеристик по сравнению с осреднением по расходу. Причем эта погрешность может быть того же порядка, что и искомые потери полного давления.

Согласно [10] применение различных способов осреднения может быть оправдано соображениями практического удобства, однако только в том случае, если получаемые результаты не расходятся с таковыми, полученными из условия сохранения величин интегральных характеристик потока: расхода G , потока энтальпии I , потока энтропии S . Автор [12] отмечает, что на точность осреднения влияет как неравномерность потока, так и приведенная скорость.

По данным В.М. Кофмана [11, 12] при $\lambda=0,35$ отличия в способах осреднения по площади и расходу составляет 0,5% для полных давлений, статических температур и 2,7% для скоростей. При $\lambda=0,72$ отличия в способах осреднения для скоростей составляет 3,7%.

Проблема осреднения параметров потока наиболее сильно проявляется при оценке эффективности межтурбинных переходных каналов, где неравномерность течения проявляется совместно с его закруткой лопатками соплового аппарата, интегрированного в канал.

Сравнительный анализ способов осреднения проводился с использованием полученных авторами результатов модельных испытаний сопловых решеток [13], для которых определялись коэффициенты потерь энергии ζ и углы потока β .

Осреднение параметров велось в пределах высоты канала равной h , ширины канала равной шагу t между лопатками соплового аппарата.

Наиболее простым способом является осреднение по площади сечения канала F :

$$\zeta_F = 1 - \frac{\int_0^t \int_0^h \lambda_{ij}^2 dy dz}{th\lambda_s^2}, \quad (10)$$

$$\beta_F = \frac{1}{t} \frac{1}{h} \int_0^t \int_0^h \beta_{ij} dy dz, \quad (11)$$

где λ_s – изоэнтропическая скорость истечения из канала.

Следует отметить, что осреднение по площади в данных условиях может оказаться не совсем корректным, так как оценки, полученные с использованием осреднения по площади, не учитывают снижения расхода рабочего тела (воздуха, газа) в областях повышенного уровня потерь полного давления,

вследствие чего они оказываются несколько выше оценок, полученных осреднением по расходу G:

$$\zeta_G = 1 - \frac{\int_0^h \int_0^h \lambda_{ij}^3 \sin \beta_{ij} dy dz}{\lambda_s^2 \int_0^h \int_0^h \lambda_{ij} \sin \beta_{ij} dy dz}, \quad (12)$$

$$\beta_G = \frac{\int_0^h \int_0^h \beta_{ij} \lambda_{ij} \sin \beta_{ij} dy dz}{\int_0^h \int_0^h \lambda_{ij} \sin \beta_{ij} dy dz}. \quad (13)$$

Наличие развитых вторичных вихрей в исследуемом канале приводит к еще большему различию в распределении параметров по сечению канала и, следовательно, к большей разнице параметров, полученных осреднением по площади и расходу.

Сопоставление параметров при различных способах осреднения для сопловой решетки представлено в табл. 2 и на рис. 1, 2.

Таблица 2

Параметры сопловой решетки

Высота решетки	Входной пограничный слой	Осреднение по площади		Осреднение по расходу	
		ζ_F	β_F	ζ_G	β_G
мм	мм	—	град.	—	град.
Толстый входной пограничный слой					
70	17	0,1007	18,3	0,1011	18,4
50	17	0,1069	18,0	0,1088	18,2
35	10	0,1500	16,6	0,1521	17,4
27,5	7	0,1803	15,3	0,1704	16,0
20	5	0,1823	11,3	0,1738	11,9
Тонкий входной пограничный слой					
70	1,6	0,0922	18,6	0,0888	18,8
50	1,6	0,0961	18,4	0,0926	18,6
35	1,6	0,1368	17,7	0,1261	18,3
27,5	1,6	0,1653	16,2	0,1534	16,9
20	1,6	0,1723	12,2	0,1633	12,9

Осредненные по расходу потери оказались на 4...9% ниже, а углы на 1...6% выше, чем при осреднении по площади (табл. 2).

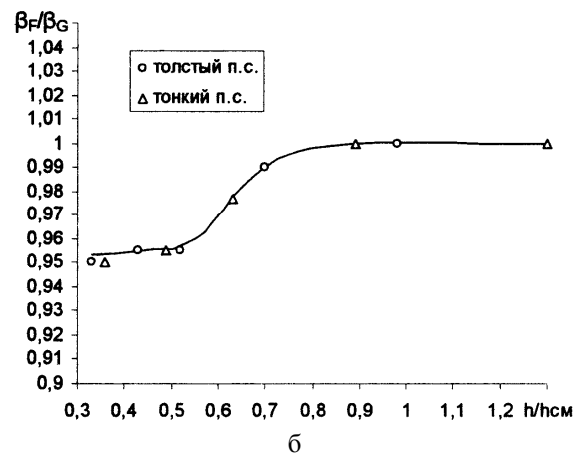
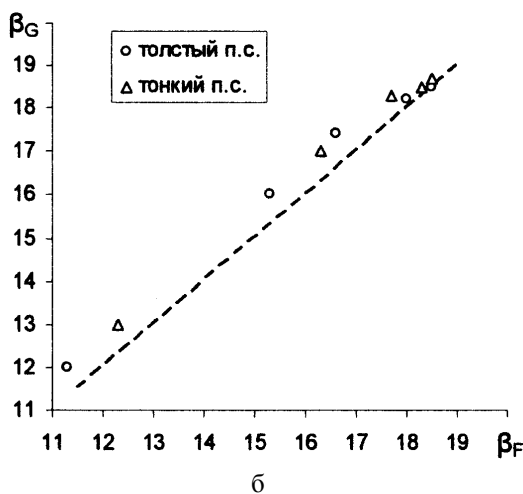
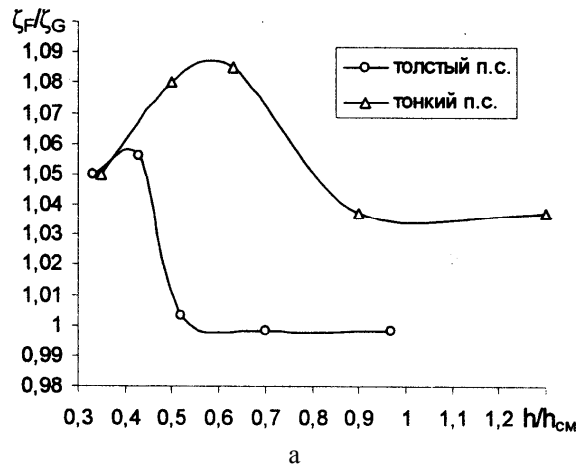
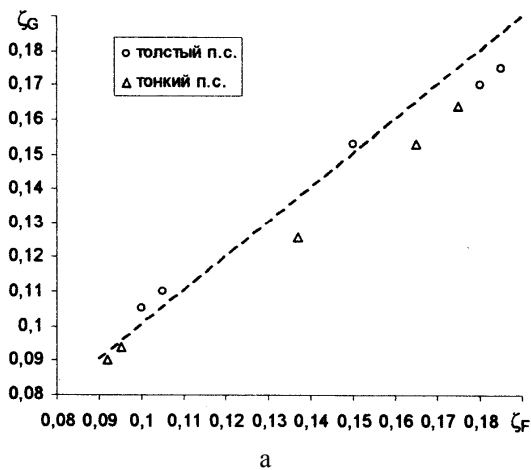


Рис. 1. Соотношение результатов осреднения параметров сопловой решетки по площади и по расходу: а – коэффициентов потерь энергии; б – углов потока

Рис. 2. Зависимость результатов осреднения параметров сопловой решетки от условия взаимодействия вторичных вихрей: а – коэффициентов потерь энергии; б – углов потока

На рис. 2 по оси абсцисс отложен параметр, характеризующий соотношение областей с потенциальным и вихревым течением [13]. При параметре равном 1 потенциальная область течения исчезает, а при уменьшении параметра интенсивность вихревого течения увеличивается. Результаты осреднения углов потока зависят только от этого параметра, а результаты осреднения потерь количественно зависят еще и от наличия или отсутствия отрыва потока в канале (при различной толщине пограничного слоя).

Измерения пограничного слоя на стенке кольцевого диффузора [1], показали, что при закрутке потока всего на 6° толщина пограничного слоя в канале может изменяться с 3 и 7 мм на входе до 7 и 9 мм на выходе соответственно.

Очевидно, в таких условиях необходимо учитывать особенности осреднения параметров течений (рис. 1, 2).

4. Осреднение параметров потока при оценке эффективности кольцевого диффузора с входной закруткой потока

Ниже приводится сравнительный анализ способов осреднения параметров потока при оценке потерь в кольцевом диффузоре с входной закруткой потока, исследованного авторами в работе [1]. Диффузорность канала $q=F_2/F_1$ составляла 1,3. Постоянная по радиусу входная закрутка $\alpha_{вх}$ менялась в диапазоне 0°...25°. Исследования проводились при числе Маха $M=0,11$ и числе Рейнольдса $Re=2,6 \cdot 10^5$.

Поля полных давлений и углов потока во входном и выходном сечениях диффузора определялись траверсированием потока. За площадь траверсирования выбиралась половина кольцевого сечения канала. Распределение углов потока в выходном сечении диффузора представлено на рис. 3. Погрешность измерения углов потока $\delta\alpha$ составляла $\pm 0,5^\circ$.

Систематические и случайные погрешности измеряемых величин приведены в табл. 3 (доверительная вероятность для случайных погрешностей составляла 0,95).

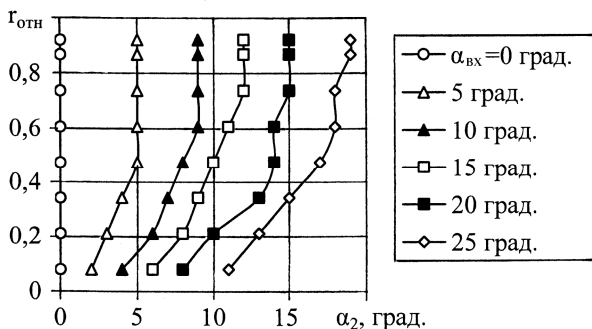


Рис. 3. Распределение углов потока в выходном сечении диффузора [1]

Таблица 3
Систематические и случайные погрешности измеряемых величин [1]

Обозначение погрешности	Величина погрешности (±), %	
	Систематическая погрешность	Случайная погрешность
δP^*	0,34	0,085
δP	0,34	0,09
$\delta P_{атм}$	0,05	0,07

Погрешность определения коэффициента внутренних потерь (табл. 1) рассчитывалась по формуле:

$$\delta\zeta = \left| \delta P_1^* \left(\frac{P_1^*}{P_1^* - P_2^*} \right) \right| + \left| \delta P_2^* \left(\frac{-P_2^*}{P_1^* - P_2^*} \right) \right| + \left| \delta P_1^* \left(\frac{-P_1^*}{P_1^* - P_1} \right) \right| + \left| \delta P_1 \left(\frac{P_1}{P_1^* - P_1} \right) \right|, \tag{14}$$

где δP^* и δP определялись как сумма соответствующих систематических и случайных погрешностей (табл. 3).

Сопоставление коэффициентов внутренних потерь для исследуемого диффузорного канала с входной закруткой при различных способах осреднения представлено в табл. 4 и на рис. 4. Погрешность определения потерь для каждого способа осреднения, рассчитанная по (14), не превышала 3% во всем диапазоне входной закрутки.

Таблица 4
Зависимость коэффициента внутренних потерь в диффузоре от входной закрутки при различных способах осреднения

$\alpha_{вх}$, град.	0	5	10	15	20	25
ζ_F	0,159	0,157	0,196	0,256	0,332	0,409
ζ_G	0,159	0,157	0,196	0,251	0,320	0,386

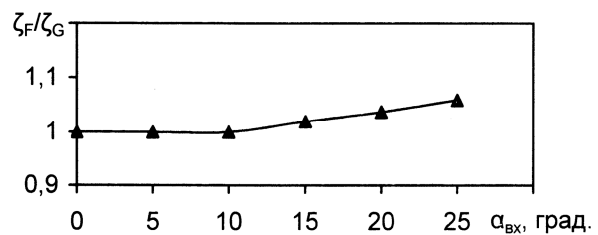


Рис. 4. Соотношение потерь в диффузоре, полученных осреднением по площади и по расходу

При входной закрутке потока, не превышающей 10°, осреднение параметров по площади и по расходу дает одинаковый результат при оценке внутренних потерь.

При увеличении входной закрутки до 25° осредненные по расходу потери оказываются на

2...6% ниже, чем при осреднении по площади. При дальнейшем увеличении входной закрутки осреднение по площади не совсем корректно, поскольку оно не учитывает искривления линий тока и возникновение локальных отрывов, наблюдаемых в диффузорах при входной закрутке свыше 20° [1, 6, 7].

Заключение

1. Для оценки газодинамической эффективности диффузорных каналов в зависимости от решаемых задач могут использоваться взаимосвязанные параметры ζ , σ , $\zeta_{вс}$, $\zeta_{п}$, η , C_p , погрешность определения которых зависит от числа Маха на входе в канал.

2. Для получения объективной информации при сопоставлении характеристик диффузоров, испытанных при различных числах Маха и Рейнольдса, необходимо использовать соответствующие поправки, полученные для коэффициентов внутренних потерь.

3. Результаты осреднения углов потока в сопловой решетке зависят от параметра, характеризующего соотношение областей с потенциальным и вихревым течением. Результаты осреднения потерь количественно зависят еще и от наличия или отсутствия отрыва потока в канале.

4. При входной закрутке потока в диффузоре, не превышающей 10° , осреднение параметров по площади и по расходу дает одинаковый результат при оценке внутренних потерь. При увеличении входной закрутки до 25° различия в оценке потерь составляют 2...6%.

5. При входной закрутке потока в диффузоре свыше 20° , а также при интеграции соплового аппарата в переходный канал целесообразно использовать способ осреднения по расходу.

Литература

1. Геометрические и аэродинамические характеристики межкаскадных переходных каналов авиационных ТРДД и энергетических ГТУ [Текст]: моногр. / А.Е. Ремизов, И.А. Кривошеев, О.О. Карелин, Е.В. Осипов. – М.: Машиностроение, 2012. – 262 с.

2. Виноградов, Б.С. Параметры оценки эффективности диффузоров [Текст] / Б.С. Виноградов, И.В. Бабченко // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1990. – № 4. – С. 50-56.

3. Дейч, М.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин [Текст]: моногр. / М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.

4. Гоголев, И.Г. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин [Текст]: моногр. / И.Г. Гоголев, А.М. Дроконов. – Брянск: Грани, 1995. – 258 с.

5. Богомолов, Е.Н. Исследование аэродинамики диффузорных течений применительно к задачам проектирования межтурбинных переходников [Текст] / Е.Н. Богомолов // Вестник РГТА имени П.А. Соловьева. – 2007. – № 2 (12). – С. 3-30.

6. Лохманн, Р. Закрученное течение в кольцевых диффузорах с коническими стенками [Текст] / Р. Лохманн, С. Марковски, Е. Брукман // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1979. – № 2. – С. 143-149.

7. Оптимальная конфигурация опоры в кольцевых диффузорах с изменяемой закруткой потока на входе [Текст] / Ю. Сэноо, Н. Кавагути, Т. Кодзима, М. Ниси // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1981. – Т.103, № 2. – С. 236-240.

8. Клайн, А. Влияние следов за лопатками на рабочие характеристики входного устройства камеры сгорания типа короткого диффузора с разделением потока [Текст] / А. Клайн, П. Пухер, М. Ролфс // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1980. – Т.102, № 2. – С. 179-190.

9. Виноградов, В.А. Расчетное и экспериментальное исследование течения в межкаскадных разделительных и переходных каналах ТРДД [Текст] / В.А. Виноградов, Г.П. Каурова, В.Ю. Ниженко. – М.: ЦИАМ, 1980. – Вып. 870. – С. 1-15.

10. Седов, Л.И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1977. – 440 с.

11. Кофман, В.М. Сравнительный анализ способов осреднения при обработке параметров неравномерного воздушного потока на входе в ГТД [Текст] / В.М. Кофман // Вестник УГАТУ. – 2009. – Т.12, № 2 (31). – С. 35-42.

12. Кофман, В.М. Определение показателей эффективности работы компрессора и вентилятора ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков [Текст] / В.М. Кофман // Вестник УГАТУ. – 2010. – Т. 14, № 5 (40). – С. 27-37.

13. Богомолов, Е.Н. Газодинамика лопаточных венцов и переходных каналов современных турбин ГТД [Текст]: моногр. / Е.Н. Богомолов, В.В. Вятков, А.Е. Ремизов. – М.: РАН, 2012. – 164 с.

Поступила в редакцию 17.05.2013, рассмотрена на редколлегии 13.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф., ведущий инженер В.И. Богданов, ОАО НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия.

**ДО ПИТАННЯ ВИБОРУ ПАРАМЕТРУ ОЦІНКИ
ГАЗОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ДИФУЗОРА***О.Є. Ремізов, О.О. Карелін, І.О. Ремізов*

Проаналізовано параметри оцінки газодинамічної ефективності дифузorzів, які використовуються у вітчизняній і зарубіжній літературі. Наведено похибки їх визначення в залежності від числа Маха на вході в канал. Розглянуто вплив чисел Рейнольдса і Маха на внутрішні втрати в дифузорах. Запропоновано поправки для коефіцієнтів внутрішніх втрат, які ураховують розбіжності за числами Маха і Рейнольдса під час випробувань дифузorzів. Наведено аналітичний огляд способів осереднення нерівномірних потоків в дифузорах, що використовуються. На підставі результатів випробувань соплових решіток і кільцевого дифузора проведено порівняльний аналіз способів осереднення за витратою і за площиною під час оцінки газодинамічної ефективності. Для кільцевого дифузора показано вплив вхідної закрутки на результати осереднення, для соплової решітки – параметра, який характеризує співвідношення областей з потенціальною і вихровою течіями.

Ключові слова: кільцевий дифузор, вхідна закрутка потоку, параметри оцінки ефективності, осереднення нерівномірних потоків.

**TO THE QUESTION OF CHOICE OF GASODYNAMIC EFFECTIVENESS
PARAMETER OF DIFFUSER***A.E. Remizov, O.O. Karelin, I.A. Remizov*

Gasodynamic effectiveness parameters of diffuser, using in Russian and foreign literature, are analyzed. The mistakes of its determining, depending on Mach number in inlet section of channel, are presented. The influence of Mach and Reynolds numbers on energy losses in diffusers is presented. The corrections for energy losses coefficient, taking into account differences of Mach and Reynolds numbers during the investigations of diffuser, are suggested. Analytic review of using average methods for distortion flows in diffuser is presented. On the basis of results of the investigations of nozzle assembly and annular diffuser comparison between F- and G -average methods for determining of gasodynamic effectiveness is done. For annular diffuser the influence of inlet swirl, for nozzle assembly the influence of potential/vortex flow parameter on averaged results are presented.

Key words: annular diffuser, inlet swirl, gasodynamic effectiveness parameter, average methods for distortion flows.

Ремізов Александр Евгеньевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Авиационные двигатели» Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия, e-mail: ad-rgata@rambler.ru.

Карелин Олег Олегович – канд. техн. наук, доцент кафедри «Авиационные двигатели» Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия, e-mail: Karelin2008rgata@mail.ru.

Ремізов Иван Александрович – студент Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия, e-mail: ad-rgata@rambler.ru.