

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ШИРИНЫ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ДИФFUЗОРА НА АДИАБАТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ И СНИЖЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ПОДВОДА ВОЗДУХА К РАБОЧЕЙ ЛОПАТКЕ ТУРБИНЫ

© 2011 Р. А. Диденко², Д. В. Карелин¹, Д. Г. Иевлев¹, В. В. Лебедев², Е. В. Белоусова¹

¹ОАО «НПО «Сатурн», г. Рыбинск

²Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева

Представлены результаты численного моделирования влияния ширины вращающегося диффузора на эффективность системы подвода воздуха к рабочей лопатке турбины, определенные с учетом геометрии диффузора и реальных эффектов течения вязкого теплопроводного газа. Расчеты проведены в диапазоне вращательного числа Рейнольдса $1.69e7 < Re_\phi < 2.33e7$ и безразмерного расхода воздуха $2.79e5 < C_w < 5.73e5$, что соответствует реальным режимам работы ГТД. В исследованном диапазоне чисел Рейнольдса и безразмерного расхода результаты расчетов показали, что в узком вращающемся диффузоре слои Экмана отсутствуют, в диффузоре средней ширины слои Экмана исчезают при увеличении C_w , в широком присутствуют, но занимают незначительную часть области течения у вращающихся стенок. Таким образом, при увеличении ширины диффузора проявлялись слои Экмана, но их влияние на интегральные характеристики потока не обнаружено. В итоге влияние ширины вращающегося диффузора на его адиабатическую эффективность и снижение давления оказалось несущественным.

Приведены обоснования к выбору сеточной дискретизации и модели турбулентности.

Система подвода, рабочая лопатка, турбина, ширина вращающегося диффузора.

Обозначения и сокращения:

АЗ – аппарат закрутки;

$\lambda_\tau = C_w Re_\phi^{-0,8}$ – параметр структуры потока;

$C_w = \frac{G}{\mu b}$ – безразмерный расход;

$\beta = \frac{C_u}{\omega r}$ – закрутка потока;

$\beta_{iid} = \beta_0 \left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2$ – закрутка при свободном вихре;

$D = \left(\frac{\mu}{\rho^* \omega} \right)^{1/2}$ – масштаб слоя Экмана;

$Ek = \frac{\mu}{\rho^* \omega s^2} = \frac{1}{G^2 Re}$ – число Экмана;

$\zeta = \frac{P_{exAZ}^* - P_{8rel}^*}{\frac{1}{2} \rho_{25} \omega^2 r_{25}^2}$ – безразмерное снижение давления;

$Re_\phi = \frac{\rho^* \omega b^2}{\mu}$ – вращательное число Рейнольдса;

$Ro = \frac{G}{4\pi r^2 \omega D} = \frac{C_w}{4\pi r^2 Re_\phi^{0.5}}$ – число Россби;

r – радиус, м;

C – скорость, м/с;

ρ – плотность, кг/м³;

ω – угловая скорость, рад/с;

b – внешний радиус диффузора, м;

μ – динамическая вязкость, Н с/м²;

G – расход, кг/с;

s – ширина, м;

Θ – адиабатическая эффективность;

$S_{\text{отн}} = s/b$ – относительная ширина диффузора;

V_r – радиальная компонента скорости.

Индексы:

u – окружное направление;

$*$ – параметр торможения;

отн – относительный;

id – изоэнтропическое течение, свободный вихрь;

1 – сечение под лопаткой;

8 – сечение под байонетом;

0 – сечение на выходе из АЗ;

вхАЗ – вход в аппарат закрутки;

асс – допустимые с точки зрения реализации эффекта кондиционирования режимы работы системы подвода.

Введение

В ГТД для подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке используются системы с предварительной закруткой воздуха в аппарате закрутки (АЗ) в направлении вращения диска турбины, при этом температура и давление воздуха в относительном движении могут снижаться.

Закрученный поток из полости за АЗ поступает в щелевой радиальный диффузор, образованный диском и покрывным диском. В зависимости от конструкции покрывного диска различают системы с подачей воздуха

через кольцевой ряд дискретных отверстий или непрерывной кольцевой струей. В данной работе исследуется вариант подачи воздуха непрерывной кольцевой струей. В на-

стоящее время применяются системы подвода воздуха как с узким, так и с широким вращающимся диффузором (рис. 1, а,б).

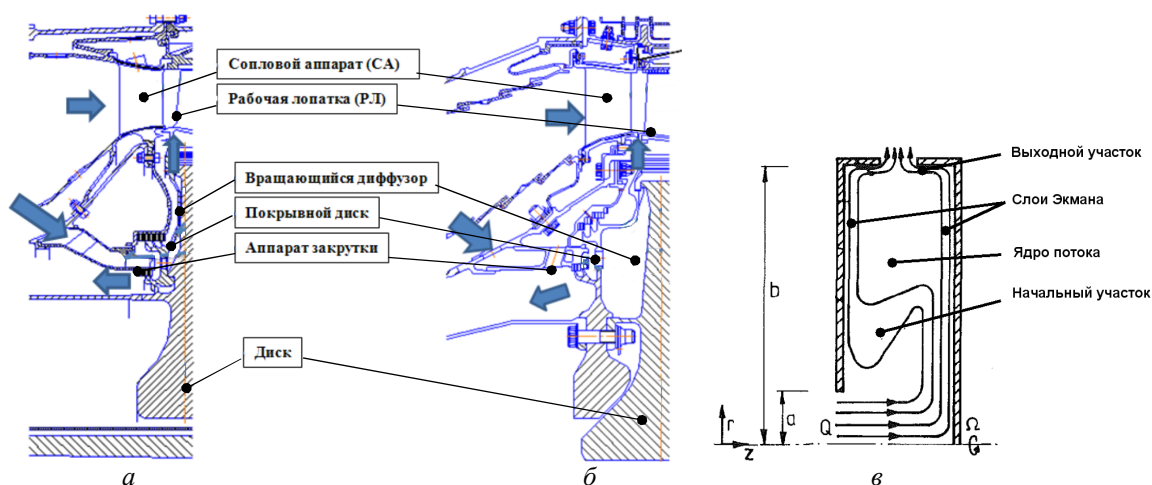


Рис. 1. Системы подвода с различной шириной вращающегося диффузора: а - двигатель GE90, б - двигатель CFM56, в - схематическое представление структуры течения в полости вращающегося диффузора

Схематично структура потока во вращающемся радиальном диффузоре (далее по тексту “диффузор”) с осевым входом и радиальным выходом представлена на рис. 1, в.

Всю область течения принято разбивать на три участка: начальный – область сильного инерционного течения; средний – область развитого ядра потока со слоями Экмана на стенках; выходной участок, где формируется поток на входе в байонет. В ядре потока его структура близка к свободному вихрю. Взаимодействие ядра потока с пограничными слоями зависит от геометрических особенностей диффузора, расхода воздуха и закрутки потока. Из-за окружного торможения потока и работы центробежной силы в диффузоре происходит восстановление полного давления и температуры в относительном движении. Из диффузора воздух через байонетное соединение поступает в каналы охлаждения рабочей лопатки.

Для характеристики структуры потока необходимы и достаточны два независимых параметра [1,3,14,21,23]. Так, в качестве параметров, определяющих структуру турбулентного потока в полости диффузора, часто используются начальная закрутка потока β_0 и параметр турбулентной структуры λ_T :

$$\beta_0 = \frac{C_{u0}}{\omega r_0}, \quad (1)$$

$$\lambda_T = C_w Re_\phi^{-0.8}. \quad (2)$$

Другой парой независимых параметров [8] могут быть числа Рейнольдса (3) и Россби (4):

$$Re_\phi = \frac{\rho^* \omega b^2}{\mu}, \quad (3)$$

$$Ro = \frac{G}{4\pi r^2 \omega D}. \quad (4)$$

В работе [10] в качестве независимых параметров выбирают $C_w = \frac{G}{\mu b}$ и Re_ϕ .

При исследовании влияния ширины диффузора на характеристики системы подвода с различной шириной вращающегося диффузора в [15] использован критерий подобия $S_{omn} = s/b$ – относительная ширина диффузора. Вместо относительной ширины диффузора S_{omn} и числа Рейнольдса Re_ϕ можно пользоваться числом Экмана (3):

$$Ek = \frac{\mu}{\rho^* \omega s^2} = \frac{1}{S_{omn}^2 Re}. \quad (5)$$

Основными показателями эффективности работы системы подвода являются безразмерная адиабатическая эффективность Θ и Θ_{id} , коэффициент потерь давления [1,14,17,18]:

$$\zeta = \frac{P_{\text{exA3}}^* - P_{i\text{rel}}^*}{\frac{1}{2} \rho_0 \omega^2 r_0^2}, \quad (6)$$

$$\Theta = \frac{2Cp(T_{\text{exA3}}^* - T_{i\text{rel}}^*)}{\omega^2 b^2}, \quad (7)$$

$$\Theta_{id} = 2\beta_{id} \left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1. \quad (8)$$

Исследования [1,12,14,16,21,23], выполненные в диапазоне критериев подобия $0.1 < \lambda_T < 0.4$, $0.6 \cdot 10^6 < Re_\phi < 1.8 \cdot 10^6$, показали фактическое отсутствие влияния ширины полости на разницу между адиабатической эффективностью Θ и Θ_{id} , определяемой из условия идеальности течения. Отмечено лишь ее влияние на безразмерное снижение давления ζ , причем с увеличением β_0 разница в потерях для широкой и узкой полости $\Delta\zeta$ возрастает.

Исходя из вышеизложенного, авторами была поставлена задача провести исследование влияния ширины вращающегося диффузора на характеристики системы подвода в диапазоне критериев подобия, характерных для реального двигателя, то есть расширить ранее изученный диапазон в практически значимую область.

Геометрия расчетной области и особенности моделирования

На рис. 2 приведены расчетная область и варианты геометрии вращающегося диффузора.

При дискретизации осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS) использована аппроксимация по методу конечных объемов, со схемой второго порядка точности. При решении уравнения энергии учитывалась работа вязких сил. Эффект плавучести в поле центробежных сил не учитывался.

Расчеты велись на гибридной расчетной сетке с тетраэдрами в середине и призматическими слоями на стенках, число сеточных узлов составляло в среднем 5.5 млн., в периодической постановке. Стенки задавались гладкими и адиабатными. Коэффициенты вязкости теплоемкости и теплопроводности воздуха рассчитывались в зависимости от температуры.

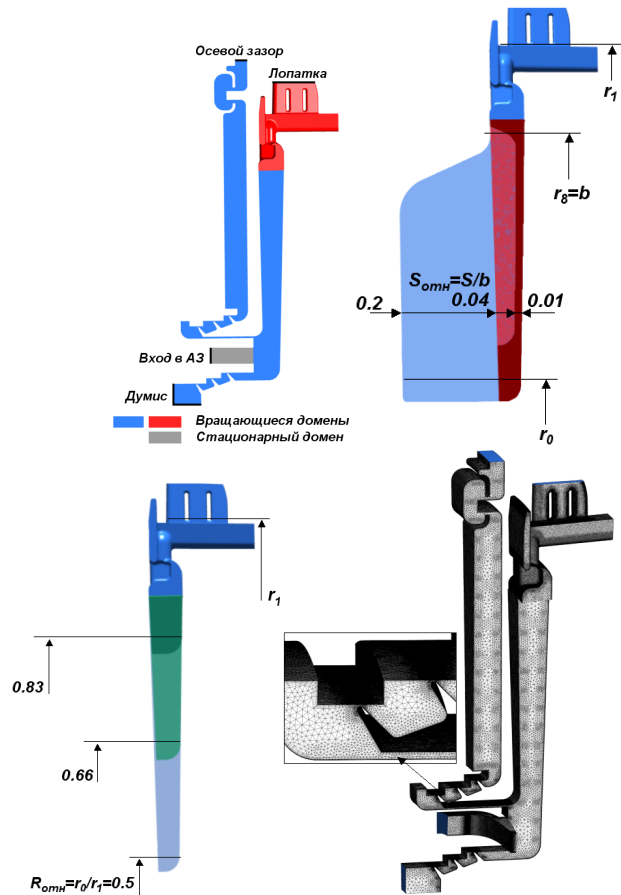


Рис. 2. Расчетная область и варианты геометрии и расчетная сетка

Все расчёты были выполнены с одинаковыми установками решателя и остановлены при достижении уровня сходимости по нормализованным среднеквадратичным невязкам ниже $5E-5$ и дисбалансу 0.1% для расхода воздуха. При вращательном числе Re_ϕ порядка 10^7 вклад вязких членов в уравнениях по сравнению с инерционными невелик. Поэтому нами использована рекомендованная в работах [7,8] SST модель турбулентности с пристеночными функциями.

Результаты расчетов. Исследование проведено в диапазоне критериев: $0.375 < \lambda_T < 0.75$, $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$, $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$, $0.548 < \beta < 2.5$ для узкого $S_{omni} = 0.01$, среднего $S_{omni} = 0.04$ и широкого $S_{omni} = 0.2$ диффузоров.

На рис. 3 представлено изменение реальной закрутки потока β и идеальной β_{id} в диффузоре в зависимости от начальной закрутки $\beta_0 = Cu_0 / U_0$ для различной ширины вращающегося диффузора, для трех радиусов расположения АЗ.

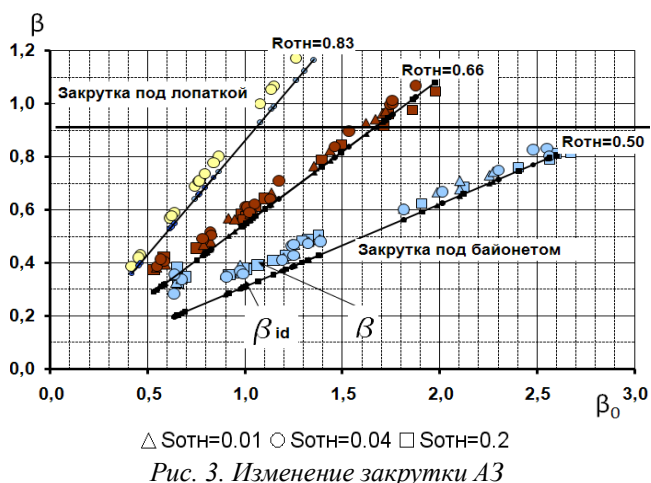


Рис. 3. Изменение закрутки АЗ

Из рис. 3 видно, что вне зависимости от радиуса расположения АЗ ширина диффузора не влияет на закрутку под байонетом β . Данный вывод можно сделать исходя из наложения расчетных значений β для узкого, среднего и широкого диффузоров на линии β_{id} , найденные из предположения о свобод-

ном вихре в полости диффузора. Таким образом, с достаточной для практики долей приближения можно считать, что закрутка в полости изменяется по закону свободного вихря. Аналогичный вывод сделан в работах [1, 2, 5, 9, 11, 15, 16, 22, 23]. Отметим, что для нижнего и среднего расположения АЗ реальная закрутка β несколько превышает идеальную β_{id} , что можно объяснить влиянием конструкции, в частности дискретного байонетного соединения, на изменение закрутки в диффузоре.

О наличии или отсутствии слоев Экмана на стенках в полости диффузора можно судить по эпюре радиальной скорости, построенной по ширине полости и по картине линий тока. На рис. 4-5 приведены картины линий тока в диффузорах различной ширины и соответствующие им графики распределения по ширине диффузора радиальной компоненты скорости потока.

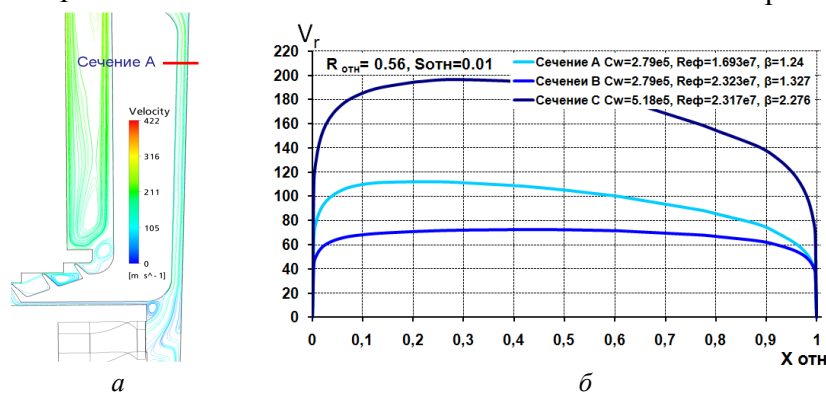


Рис. 4. Узкий вращающийся диффузор $Soth=0.01$, $R_{отн}=0.50$: а - линии тока в радиальном сечении для $C_w=2.79e5$, $Re_f=1.693e7$, $\beta=1.24$, б - профили радиальной компоненты скорости в сечениях А, В, С

Расположение сечений А, Б, и С совпадает. Из рис. 4 видно, что профили радиальной скорости указывают на отсутствие слоев Экмана. Для среднего по ширине диффузора (рис. 5-6), что при увеличении C_w с $2.79e5$ до $5.18e5$ длина начального участка увеличивается, а слой Экмана пропадает.

На рис. 7 для широкого вращающегося диффузора приведены картины линий тока и соответствующие им графики распределения по ширине диффузора радиальной компоненты скорости потока.

Из рис. 7 видно, что для широкого диффузора характерно наличие слоев Экмана. Здесь радиальные скорости в центре равны 0 или отрицательны в случае возвратного движения.

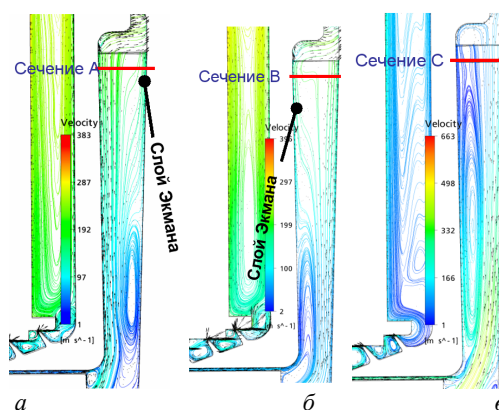


Рис. 5. Линии тока в радиальном сечении для иллюстрации слоев Экмана для среднего диффузора $Soth=0.04$, $Rotn=0.50$: а - $C_w=2.79e5$, $Re_f=1.693e7$, $\beta=1.24$ б - $C_w=2.79e5$, $Re_f=2.323e7$, $\beta=1.323$; в - $C_w=5.18e5$, $Re_f=2.317e7$, $\beta=2.55$

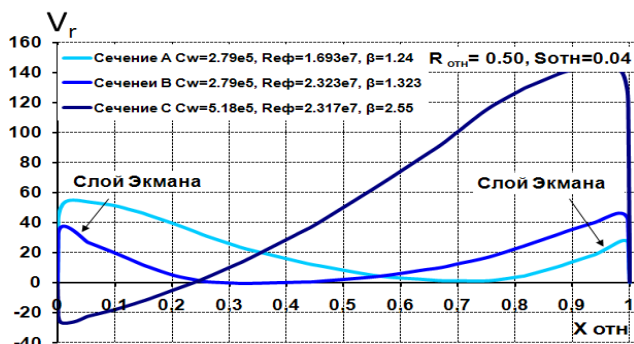


Рис. 6. Профили радиальной компоненты скорости в сечениях А, В, С для вариантов, показанных на рис. 7

Таким образом получено, что радиальная компонента скорости для одинаковых Re_ϕ и C_w увеличивается при уменьшении относительной ширины диффузора $S_{отн}$.

На рис. 8-10 показано изменение адиабатической эффективности вращающегося диффузора: а) безразмерное изменение давления, б) для различных радиусов расположения АЗ в чистом виде (до байонета – сечение 8) и вместе с байонетом (до сечения 1), в зависимости от начальной закрутки $\beta_0 = Cu_0 / U_0$.

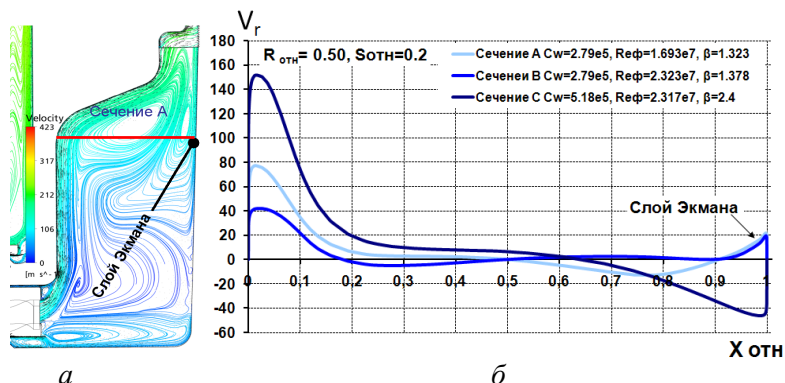


Рис. 7. Широкий вращающийся диффузор $S_{отн}=0.2$, $R_{отн}=0.50$:

а - линии тока в радиальном сечении для иллюстрации слоев Экмана для широкого диффузора для $C_w=2.79e5$, $Re_\phi=1.693e7$, $\beta=1.323$; б - профили радиальной компоненты скорости в сечениях А, В, С

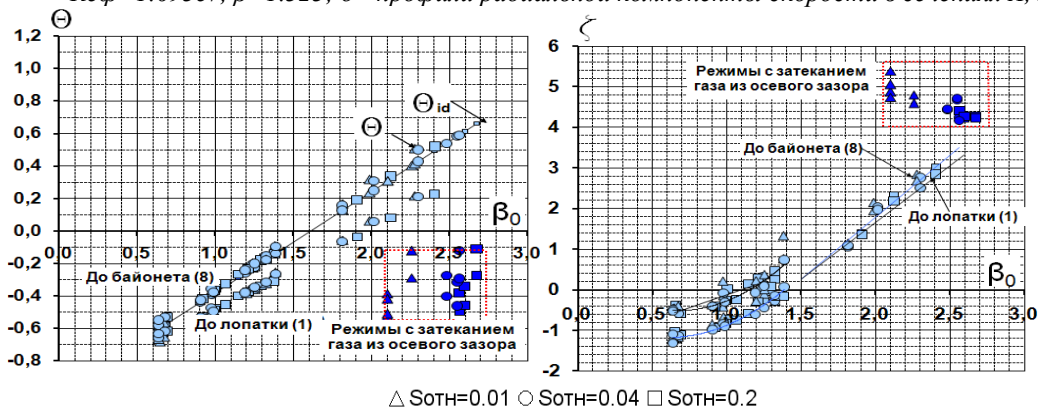


Рис. 8. Адиабатическая эффективность и безразмерное снижение давления для узкого, стандартного и широкого диффузора, нижнее расположение АЗ $R_{отн}=0.50$

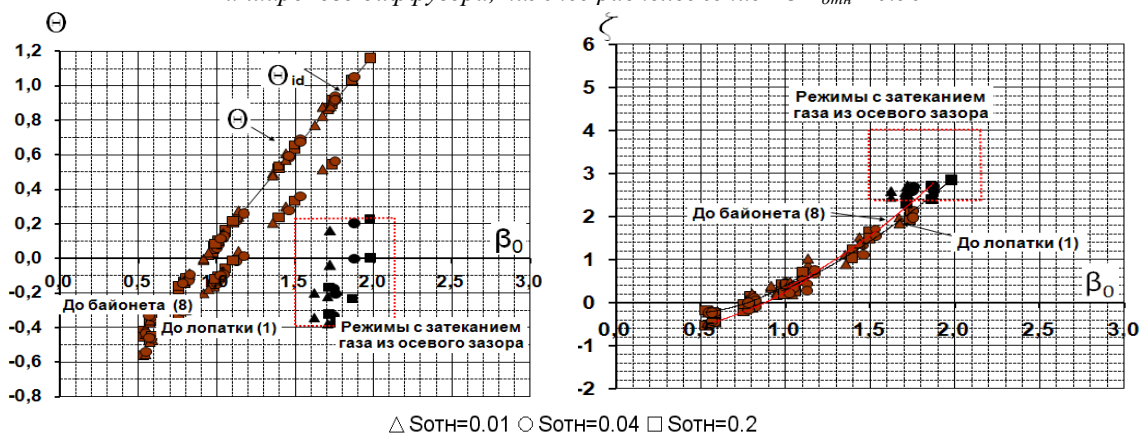


Рис. 9. Адиабатическая эффективность(а) и безразмерное снижение давления (б) для узкого, стандартного и широкого диффузора, среднее расположение АЗ $R_{отн}=0.66$

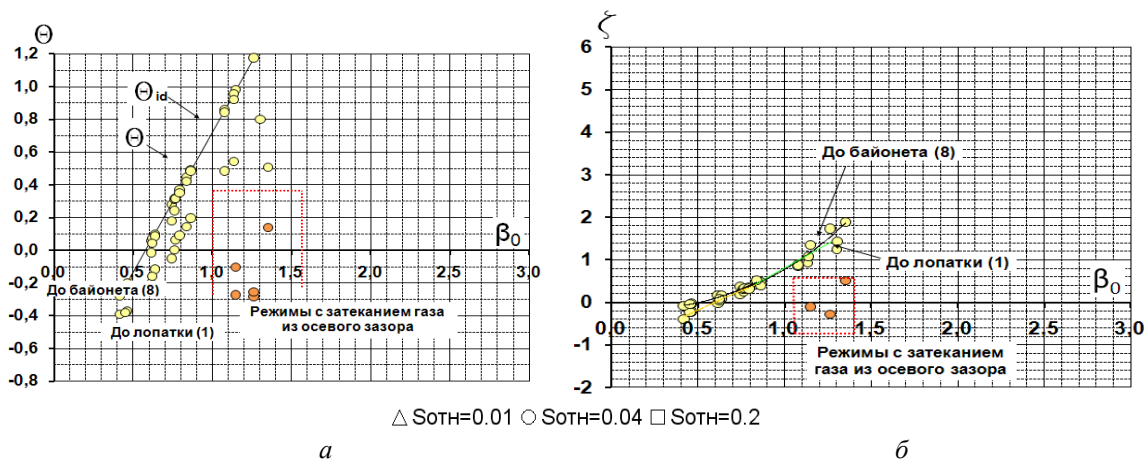


Рис. 10. Адиабатическая эффективность и безразмерное снижение давления для узкого, стандартного и широкого диффузора, верхнее расположение АЗ $R_{отн} = 0.8$

Область допустимых режимов работы ограничивается начальной закруткой β_{0acc} , начиная с которой имеет место снижение температуры в относительном движении ($\Theta > 0$), то есть проявляется эффект кондиционирования. Из анализа графиков на рис. 8-10 следует, что для нижнего расположения АЗ $\beta_{0acc} > 2$, для среднего $\beta_{0acc} > 1.2$ и для верхнего $\beta_{0acc} > 0.75$.

На всех рисунках отмечены режимы с затеканием горячего газа из осевого зазора. Затекание горячего газа резко снижает адиабатическую эффективность и увеличивает потери полного давления и температуру воздуха под лопаткой, поэтому данные режимы также не допускаются.

Сплошная линия на графиках соответствует идеальной адиабатической эффективности Θ_{id} , вычисленной по предположению о свободном вихре β_{id} внутри полости диффузора. Видно, что данные численного моделирования хорошо согласуются с расчетом по формуле (7). Таким образом, вне зависимости от радиуса расположения АЗ, ширина диффузора не влияет на адиабатическую эффективность.

Кривые на рис. 7, 9 и 10 пересекают ось ординат при значении $\Theta = -1$, что соответствует нулевой закрутке потока $\beta_0 = 0$ на входе.

В предположении изоэнтропичности течения можно ожидать, что безразмерное снижение давления ζ также не будет зависеть от ширины вращающегося диффузора (рис. 8-10, б). Однако расчеты показали некоторое отклонение от данного предположения для нижнего расположения АЗ в диапазоне $\beta_0 = Cu_0 / U_0 < 1.4$, хотя данный ре-

жим не реализуется в двигателе, так как не обеспечивает снижение температуры под лопаткой.

Отрицательные значения величины ζ говорят о том, что полное давление в относительном движении на выходе из диффузора становится больше, чем полное давление на входе в АЗ.

Таким образом, в реализуемом на двигателе диапазоне β_0 , обеспечивающем снижение температуры под лопаткой, Re_ϕ и C_w , слой Экмана практически не проявляется, а в случае широкого диффузора они занимают относительно небольшую часть течения, поэтому влияние ширины вращающегося диффузора на безразмерное снижение давления ζ не наблюдается.

Заключение

1. В диапазоне критериев подобия, соответствующих режиму работы реального ГТД $0.375 < \lambda_T < 0.75$, $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$, $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$, $0.548 < \beta < 2.5$, проведено исследование влияния ширины вращающегося диффузора на показатели эффективности системы подвода воздуха к рабочей лопатке турбины для различных радиусов расположения аппарата закрутки.

2. Для режимов течения, обеспечивающих снижение температуры и давления под лопаткой (для нижнего расположения $\beta_{0acc} > 2$, для среднего $\beta_{0acc} > 1.2$ и для верхнего $\beta_{0acc} > 0.75$), не обнаружено влияния ширины дисковой полости на адиабатическую эффективность и безразмерное снижение давления.

3. Полученные результаты качественно согласуются с данными в работах [1,12,14,16,21,23], для параметров $0.1 < \lambda_T < 0.4$,

$0.6 \cdot 10^6 < Re_\phi < 1.8 \cdot 10^6$, не соответствующих реальным режимам работы ГТД.

4. Ширину вращающегося диффузора выбирает конструктор исходя из конструктивной необходимости, прочности, массы и динамических характеристик ротора турбины.

Библиографический список

1. Karabay, H. Flow in a "Cover-Plate" Preswirl Rotor-Stator System/ H. Karabay, J.-X. Chen, R. Pilbrow [et al] J.of TM vol 121, pp. 160-166.

2. Lewis, P. Physical Interpretation of Flow and Heat Transfer in Pre-swirl systems / P. Lewis, M. Wilson, G. Lock [et al] ASME Paper GT2006-90132.

3. Owen, J.M. Flow and Heat Transfer in Rotating-Disc Systems, Volume 2: Rotating Cavities / J M Owen, R.H. Rogers Research Studies Press, Taunton, UK / Wiley, New York.1995.

4. Owen, J. M. Source-sink flow inside a rotating cylindrical cavity / J.M. Owen, J. R. Pincombe, R. H. Rogers J. Fluid Mech. (1985). VOZ. 156, pp. 233-265.

5. Owen, J. M. An Approximate Solution for the Flow Between a Rotating and a Stationary Disk / J. M. Owen J. of Turbomachinery, vol. 111, p 323.

6. ANSYS CFX 11 help.

7. Bardina, J.E. Turbulence Modeling, Validation, Testing and Development / J.E. Bardina, P.G. Huang, Coakley T.J. NASA Technical Memorandum 110446, 1997.

8. Louis, J. F. Turbulent Flow Velocity Between Rotating Co-axial Disks of Finite Radius / J.F. Louis, A.J. Salhi, J of Turbomachinery, vol 111, p. 333.

9. Youyou, Yan Mahmood Farzaneh Gord Gary D Lock Michael Wilson J Michael Owen FLUID DYNAMICS OF A PRE-SWIRL ROTOR-STATOR SYSTEM / Yan Youyou ASME Paper GT-2002-30415.

10. Morse, A.P. Numerical Prediction of Turbulent Flow in Rotating Cavities J. of Turbomachinery / A.P. Morse vol 110, p. 202.

11. Ong, C.L. Boundary-Layer Flows in Rotating Cavities / C.L. Ong, J.M. Owen J. of Turbomachinery, vol. 111, p 341.

12. El-Sadi, H. CFD study of hpt blade cooling flow supply systems / H. El-Sadi, G.

Guevremont, R. Marini [etal] ASME Paper GT2007 27228.

13. Gupta, A.K. Numerical Simulation of TOBI Flow – Analysis of the Cavity between a Seal-Plate and HPT Disk with Pumping Vanes / A. K. Gupta, D. Ramerth, D. Ramachandran, ASME Paper GT2008-50739.

14. Jarzombek, K. Flow Analysis in gas turbine pre-swirl cooling air systems – variation of geometric parameters / K. Jarzombek, H.J. Dohmen, F.-K. Benra, O. Schneider ASME Paper GT2006-90445.

15. Karabay, H. Performance of Pre-Swirl Rotating-Disc Systems / H. Karabay, R. Pilbrow, M. Wilson // J. of Eng. For G.T and Power, vol 122, p 442-450.

16. Karabay, H. Predictions of effect of swirl on flow and heat transfer in rotating cavity / H. Karabay, M. Wilson, J. M. Owen Int. J.of Heat and Fluid Flow 22(2001) 143-155.

17. Lewis, P. Effect of radial location of nozzles on performance of pre-swirl systems / P. Lewis, M. Wilson, G. Lock [et al] ASME Paper GT2008-50295.

18. Lewis, P. Physical Interpretation of Flow and Heat Transfer in Pre-swirl systems / P. Lewis, M. Wilson, G. Lock [et al] ASME Paper GT2006-90132.

19. El-Oun, Z.B. Preswirl Blade-Cooling Effectiveness in an Adiabatic Rotor-Stator System/ Z.B. El-Oun, J.M. Owen ASME J. Turbomachinery, 111, 1989. pp. 522-529.

20. Chew, J.W. Pre-Swirled Cooling Air Delivery System Performance / J.W. Chew, F. Ciampoli, N.J. Hills [et al] ASME Paper GT2005-68323. 2005.

21. Farzaneh-Gord, M. Numerical and Theoretical Study of Flow and Heat Transfer in a Pre-Swirl Rotor-Stator System / M. Farzaneh-Gord, M. Wilson, J.M. Owen ASME Paper GT2005-68135. 2005.

22. Chew, J.W. Numerical predictions for laminar source-sink flow in a rotating cylindrical cavity / J.W. Chew, J.M. Owen, J.R. Pincombe J. Fluid Mech. (1894), vol 143, pp. 541-466.

23. Karabay, H. Approximate solutions for flow and heat transfer in pre-swirl rotating-disc systems/ H. Karabay, M. Wilson, J.M. Owen ASME Paper 2001-GT-0200.

EFFECT OF CAVITY WIDTH ON PERFORMANCE OF PRE-SWIRL SYSTEMS

© 2011 R. A. Didenko¹, D. V. Karelin¹, D. G. Ievlev¹, V. V. Lebedev², E. V. Belousova¹

¹JSC «Saturn»

²Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov

This paper investigates the effect of cavity width on effectiveness Θ and total pressure losses ζ of pre-swirl systems. Computations are performed for the flow parameter $0.375 < \lambda_r < 0.75$, rotational Reynolds number $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$, throughflow Reynolds number or non-dimensional mass flow rate $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$ and swirl ratio $0.548 < \beta < 2.5$. No influence on Θ and ζ is found by changing the cavity width.

Pre-swirl system, working blade, turbine, cavity width inlet nozzles.

Информация об авторах

Диденко Роман Алексеевич, аспирант кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Рыбинской государственной авиационной технологической академии, инженер 2 категории КО систем инженерного анализа ОАО «НПО «Сатурн». Тел./факс: (4855) 296-471. E-mail: rommdi@rambler.ru. Область научных интересов: методы вычислительной газовой динамики и сопряженного теплообмена, системы подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам турбин, тепловое состояние рабочих лопаток турбин.

Иевлев Дмитрий Геннадьевич, начальник КО систем инженерного анализа ОАО «НПО «Сатурн». Тел./факс: (4855) 296-471. E-mail: dmitry.ievlev@npo-saturn.ru. Область научных интересов: методы вычислительной газовой динамики и сопряженного теплообмена, комплексная оценка эффективности схем охлаждения и теплового состояния лопаток турбины, системы подвода охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам турбин, рабочие процессы в камерах сгорания.

Карелин Дмитрий Владимирович, заместитель начальника КО турбин ОАО «НПО «Сатурн». Тел./факс: (4855) 296-471. Область научных интересов: создание турбины двигателя нового поколения.

Лебедев Владимир Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Рыбинской государственной авиационной технологической академии. Область научных интересов: газовая динамика и тепло-массообмен, общая и техническая физика.

Didenko Roman Alexeevich, postgraduate student of Department of methods of engineering and numerical analysis, Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov. JSC «Saturn». Phone/fax: (4855) 296-471. E-mail: rommdi@rambler.ru. Area of research: methods of computational fluid dynamics and conjugate heat transfer in air-supply systems and turbine blades.

Ievlev Dmitry Anatolyevich, Head of Engineering Analysis Department, JSC «Saturn». Phone: (4855) 296-471, fax: (4855) 296-409. Area of research: methods of computational fluid dynamics and conjugate heat transfer in turbine blades and air-supply systems.

Karelin Dmitry Vladimirovich, Chief of the Turbine Department, JSC «Saturn». Phone: (4855) 296-471. Area of research: turbine for the new generation jet.

Lebedev Vladimir Vladimirovich, Candidate of Engineering science, docent of Aviation Engines chair, Rybinsk State Academy of Aviation Technology named P.A. Solovjov. Area of research: fluid dynamics and heat/mass transfer, physics.