

**ВЫБОР РАДИУСА РАСПОЛОЖЕНИЯ АППАРАТА ЗАКРУТКИ  
В СИСТЕМЕ ПОДВОДА ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА  
К РАБОЧЕЙ ЛОПАТКЕ ТВД**

© 2011 Р.А. Диденко<sup>1</sup>, Д.В. Карелин<sup>1</sup>, Д.Г. Иевлев<sup>1</sup>, В.В. Лебедев<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ОАО НПО «Сатурн», г. Рыбинск

<sup>2</sup>Рыбинская государственная авиационная технологическая академия

Представлены результаты численного моделирования влияния радиуса расположения аппарата закрутки на эффективность системы подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке турбины. Разработана последовательность действий, позволяющая выбрать радиус расположения аппарата закрутки для произвольных граничных условий в системе подвода охлаждающего воздуха. Расчеты проведены в диапазоне вращательного числа Рейнольдса  $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$  и безразмерного расхода воздуха  $2.79 \cdot 10^7 < C_w < 5.73 \cdot 10^7$ , что соответствует режимам работы ГТД.

*Система подвода, рабочая лопатка, турбина, радиус расположения аппарата закрутки.*

**Обозначения и сокращения**

АЗ – аппарат закрутки;

$\lambda_T = C_w Re_\phi^{-0.8}$  - параметр структуры потока;

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

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

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

$\Theta = \frac{2Cp(T_{axAZ}^* - T_{i,rel}^*)}{\omega^2 b^2}$  - адиабатическая эффективность;

$\Theta_{id} = 2\beta_{id} \left( \frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1$  - при свободном вихре;

$\zeta = \frac{P_{axAZ}^* - P_{8,rel}^*}{\frac{1}{2} \rho_{25} \omega^2 r_{25}^2}$  - 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;

$R_{отн} = \frac{r_0}{r_1}$  - относительный радиус;

$C$  - скорость, м/с;

$N = G \cdot (C_{i1} U_1 - C_{i0} U_{01}) / N_T \cdot 100\%$  - затраты мощности турбины на прокачку, %;

$N_T$  - мощность турбины;

$\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega$  - угловая скорость, рад/с;

$b$  - внешний радиус диффузора, м;

$\mu$  - динамическая вязкость, Н с/м<sup>2</sup>;

$G$  - расход, кг/с;

$s$  - ширина, м;

$S_{отн} = s/b$  - относительная ширина диффузора

**Индексы**

$T$  - сечение за турбиной;

$K$  - сечение за КВД;

$u$  - 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**

Эффективность работы системы подвода охлаждающего воздуха к рабочей лопатке турбины принято характеризовать двумя параметрами: адиабатической эффективностью  $\Theta$  и безразмерным снижением давления в системе  $\zeta$ . При этом структура потока в системе целиком определяется любыми двумя из следующих критериев: вращательным числом Рейнольдса  $Re_\phi$ , пара-

метром структуры потока  $\lambda_T$ , безразмерным расходом потока  $C_w$ , числом Россби  $Ro$  и другими критериями, которые могут быть построены на их основе [4,6,7,8,9,10].

Выбор оптимального радиуса расположения аппарата закрутки (АЗ) определяется различными факторами и зависит от особенностей конструкции конкретного двигателя. Различают системы с “низким расположением” и с “высоким расположением” АЗ.

В аппарате закрутки воздух расширяется и, как следствие, разгоняется в направлении вращения диска турбины, при этом его температура и давление в относительном движении снижаются. Впервые экспериментально и аналитически эффект снижения температуры воздуха в системе подвода с предварительной закруткой был оценен в 1981 году в работе [1]. В работе [2] результаты расчетов и эксперимент показали, что температура под подошвой лопатки  $T_{rel}^*$  монотонно снижается при увеличении начальной закрутки  $\beta_0$ . В работах [3,4,5] влияние геометрии полости вращающегося диффузора системы подвода оценивалось по безразмерному снижению давления  $\zeta$  и по адиабатической эффективности  $\Theta$ , которая сравнивалась с идеальной адиабатической эффективностью  $\Theta_{id}$ . В работе [4] экспериментально и расчетным методом (в диапазоне  $0.17 < \lambda_T < 0.48$ ,  $2.5 \cdot 10^6 < Re_\phi < 5.5 \cdot 10^6$ ,  $4.41 \cdot 10^4 < C_w < 1.09 \cdot 10^5$ ,  $0.58 < \beta < 1.33$ ) было показано, что увеличение относительного радиуса  $R_{отн}$  расположения АЗ приводит к уменьшению безразмерного снижения давления  $\zeta$ . В работе [11] показано, что адиабатическая эффективность не зависит от расхода воздуха, зависит только от закрутки потока  $\beta_{01}$  и линейно возрастает при увеличении  $R_{отн}$  от значения 0.8 до 1. Так как  $\Theta$  увеличивается при увеличении  $R_{отн}$ , то конструктору рекомендуется располагать АЗ как можно выше. В работе [12] численно и экспериментально исследовалось влияние радиуса расположения АЗ на теплообмен с диском. Диапазон исследования составлял  $0.28 < \lambda_T < 0.35$ ,  $0.8 \cdot 10^6 < Re_\phi < 1 \cdot 10^6$ ,  $1.5 < \beta < 1.8$ . Для “нижнего” расположения  $R_{отн}=0.8$  выделены вязкий ( $\lambda_T < 0.3...0.35$ ) с относительно низким расходом воздуха и

инерционный режимы ( $\lambda_T > 0.3...0.35$ ) с относительно высоким расходом воздуха. В области приемных отверстий интенсивность теплообмена оказалась примерно одинакова для обоих режимов. У инерционного режима наблюдается интенсификация теплообмена на радиусе подвода воздуха. Для “верхнего” расположения АЗ ( $R_{отн}=1$ ) выявлено доминирующее влияние геометрии, а не режимных параметров.

Таким образом, в рассмотренных работах выявлено: радиус расположения АЗ, закрутка потока  $\beta_0$  на выходе из АЗ и параметр структуры потока  $\lambda_T$ , характер его турбулентности являются основными параметрами, влияющими на структуру течения в системе и ее эффективность. Но в них не представлено четких указаний о влиянии радиуса расположения АЗ на затраты мощности системы на прокачку охлаждающего воздуха, отсутствуют четкие рекомендации выбора радиуса расположения АЗ для конкретных условий, приближенных к реальному ГТД.

В нашей работе проведено моделирование процессов, протекающих в системе подвода воздуха в диапазоне критериев, имеющих место при типичных режимах работы ГТД:  $0.375 < \lambda_T < 0.75$ ,  $1.69 \cdot 10^7 < Re_\phi < 2.33 \cdot 10^7$ ,  $2.79 \cdot 10^5 < C_w < 5.73 \cdot 10^5$ ,  $0.548 < \beta < 2.5$ , с целью выработки последовательности действий по выбору радиуса расположения АЗ. Кроме этого, представлено сравнение вариантов отбора через камеру сгорания и теплообменник.

**Геометрия и особенности моделирования.** В расчетах рассматривались три радиуса расположения АЗ:  $R_{отн} = 0.5, 0.66$  и  $0.83$ . На рис. 1 приведены варианты геометрии системы подвода и расчетная область.

При дискретизации осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS) использована аппроксимация по методу конечных объемов со схемой второго порядка точности. Уравнение энергии решалось с учетом работы вязких сил. Эффект плавучести в поле центробежных сил не учитывался. В расчетах использовалась гибридная расчетная сетка с тетраэдрами в середине и призматическими слоями на стенках (рис. 1), число узлов сеток составляло в среднем 5.5 млн.

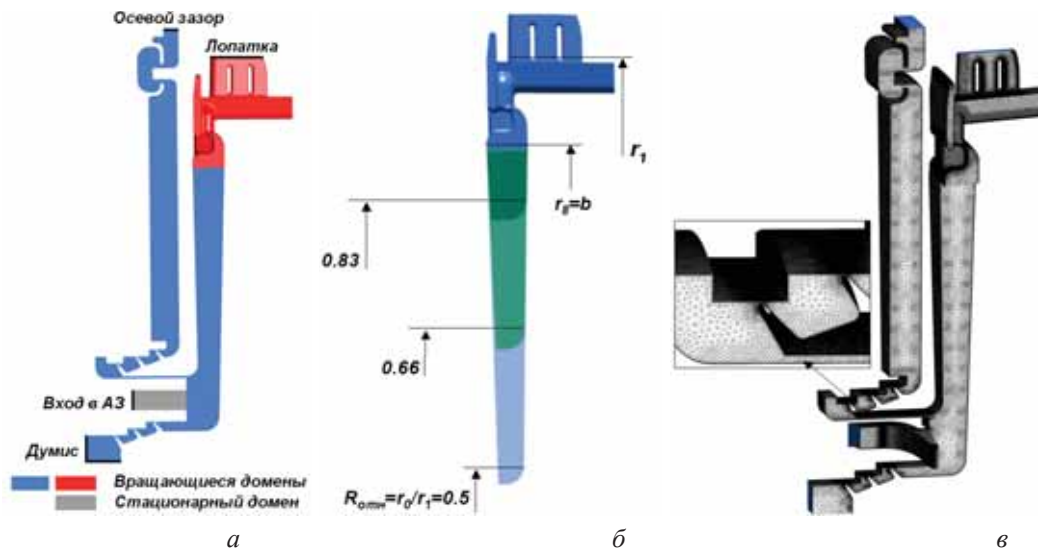


Рис. 1. Область моделирования:  
 а - расчетная область; б - варианты геометрии системы подвода; в - расчетная сетка

Расчёты проводились в периодической постановке. Стенки задавались гладкими и адиабатными. Коэффициенты вязкости и теплопроводности определялись с учетом температуры. В качестве рабочего тела использовался воздух. Его теплоемкость рассчитывалась по полиномиальной зависимости от температуры. Все расчёты были выполнены с одинаковыми установками решателя и остановлены при достижении уровня сходимости по нормализованным среднеквадратичным невязкам ниже  $5E-5$  и дисбалансу расхода воздуха  $0.1\%$ .

Для адекватного описания процессов в полости диффузора необходимо выбрать подходящую модель турбулентности. В литературе для задач с вращающимся диффузором использовались различные модели турбулентности: high-Reynolds BSL [5, 11], low-Reynolds k- $\epsilon$  (обычно для исследования теплообмена,  $y^+ < 0.5$ ) [15, 16], SST (для исследования аэродинамики  $10 < y^+ < 70$ ) [4, 14]. Специалисты NASA в техническом меморандуме [13] дали заключение о том, что для задач аэродинамики SST модель является наиболее подходящей.

В настоящем исследовании с учетом вращательных чисел Рейнольдса  $Re_\phi$  порядка  $10^7$  выбрана SST модель турбулентности с пристеночными функциями.

**Результаты расчетов.** Рассмотрим влияние радиуса расположения и безразмер-

ного давления за АЗ  $P_0/P_k^*$  на величину утечек воздуха из полости за АЗ в осевой зазор и затекания воздуха в полость за АЗ из думисной полости. Давление в осевом зазоре определяется перепадом давления на турбине и ее степенью реактивности. Давление в думисной полости определяется характеристикой лабиринтного уплотнения за компрессором. По условиям работы ГТД затекание горячего газа из осевого зазора недопустимо, так как приводит к перегреву деталей ротора. Затекание из думиса не столь опасно, так как воздух отбирается из-за компрессора. На рис. 2 приведена зависимость расхода воздуха в осевой зазор и через нижний лабиринт в думисную полость от давления за АЗ  $P_0/P_k^*$ .

Положительные значения  $G/G_{ca}$  на графиках соответствуют условиям, когда воздух или газ затекает из осевого зазора (а) или думисной полости (б) в полость за аппаратом закрутки. Отрицательные значения  $G/G_{ca}$ , соответственно, наоборот.

Из рис. 2 видно, что при условии одинакового радиального зазора в лабиринтных уплотнениях увеличение радиуса расположения АЗ приводит к увеличению площади радиального зазора и, как следствие, к увеличению утечек или затекания из осевого зазора перед рабочим колесом и в думисную полость.

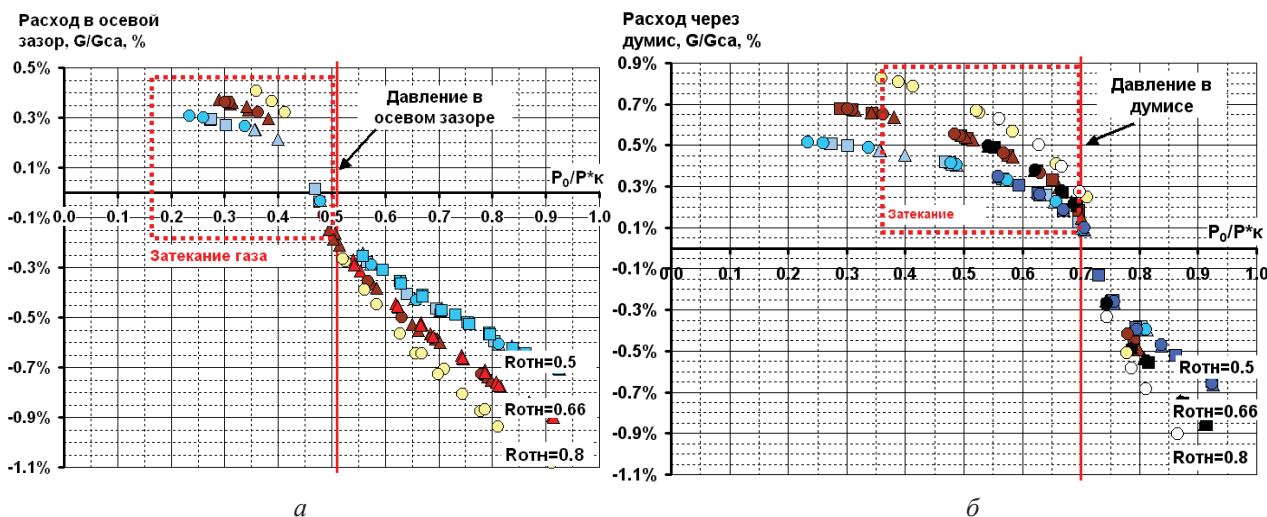


Рис. 2. Зависимость расхода воздуха от давления за АЗ: в осевой зазор(а) и в думисную полость (б)

Для минимизации утечек воздуха в осевой зазор и минимизации затекания воздуха из думисной полости за АЗ подбирается давление  $P_0/P_k^*$ , значение которого расположено в диапазоне между давлением в осевом зазоре и давлением в думисной полости, в частности для данной задачи  $0.51P_k^* < P_0 < 0.7P_k^*$ . Таким образом, реали-

зуемые закрутки потока  $\beta_0$  за АЗ ограничены.

Определим диапазон реализуемых закруток потока  $\beta_0$  за АЗ по известному допустимому перепаду давления на аппарате закрутки (рис. 3).

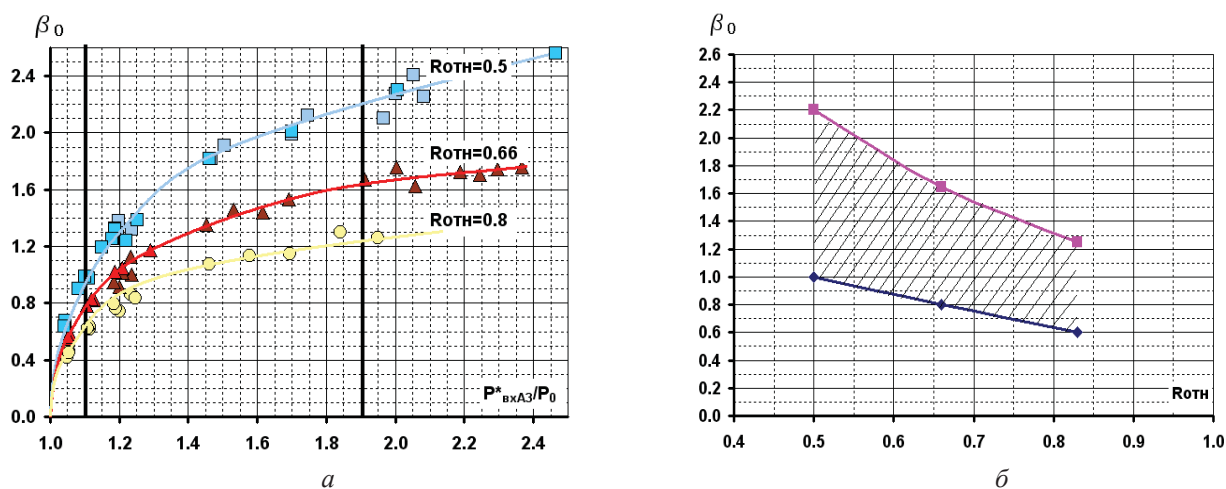


Рис. 3. Диапазон реализуемых закруток потока  $\beta_0$  :

а) Зависимость закрутки от перепада на АЗ; б) диапазон реализуемой закрутки в зависимости от  $R_{отн}$

Выделив на рис. 3, а допустимый перепад давления на АЗ (жирные вертикальные прямые), получим диапазон реализуемой закрутки для различных значений относительного радиуса - для  $R_{отн} = 0.5$ :  $1.0 < \beta_0 < 2.2$ ,  $R_{отн} = 0.66$ :  $0.8 < \beta_0 < 1.65$ ,  $R_{отн} = 0.83$ :  $0.6 < \beta_0 < 1.25$ .

На рис. 4 изображена зависимость адиабатической эффективности  $\Theta$ , безраз-

мерного снижения давления  $\zeta$  и затрат мощности на прокачку охлаждающего воздуха  $N$  от радиуса расположения аппарата  $R_{отн}$  и начальной закрутки воздуха за АЗ  $\beta_0$ . Из рис. 4, а видно, что в соответствии с максимально допустимыми значениями закрутки  $\beta_0$  реализуемая адиабатическая эффективность  $\Theta$  для верхнего расположения АЗ в 7 раз больше, чем для нижнего расположе-

ния АЗ, а безразмерное снижение давления (случай б) - на 40% меньше. Уменьшение  $\zeta$  объясняется снижением реализуемой закрутки под байонетом при уменьшении радиуса

расположения АЗ. Потери мощности на прокачку  $N$ , в % от мощности турбины, для верхнего расположения АЗ в 2.5 раза меньше, чем для нижнего.

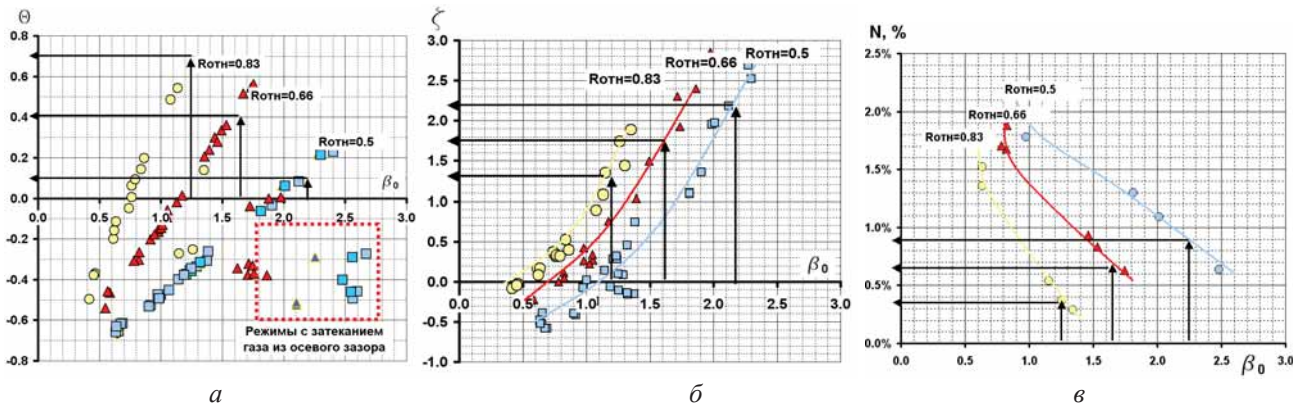


Рис. 4. Зависимости от начальной закрутки потока:  
 а - адиабатической эффективности; б - коэффициента потерь давления;  
 в - затрат мощности на прокачку охлаждающего воздуха

На рис. 5 приведена зависимость закрутки под байонетом  $\beta_8$  от начальной закрутки  $\beta_0$ .

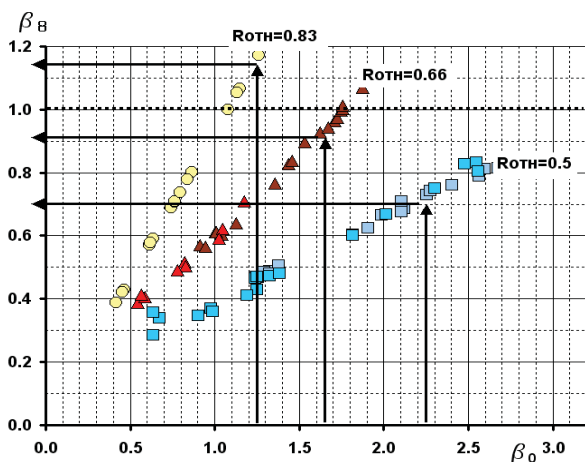


Рис. 5. Реализуемая максимальная закрутка под байонетом для заданного 5.5% расхода воздуха в лопатку

Из рис. 5 видно, что для верхнего расположения АЗ реализуемая максимальная закрутка под байонетом составляет  $\beta_8 = 1.15$ , для среднего расположения АЗ  $\beta_8 = 0.9$  и для нижнего расположения АЗ  $\beta_8 = 0.7$ . Это объясняет приведенную на рис. 4 зависимость для адиабатической эффективности  $\Theta$ .

В итоге проведенного общего анализа ситуации не совсем понятно, как определить нужный радиус расположения для конкретных граничных условий.

Стоит отметить, что существует два способа трансляции охлаждающего воздуха к входу в АЗ. Первый способ - это отбор воздуха напрямую из вторичной зоны камеры сгорания, второй способ - отбор из вторичной зоны, но через воздухо-воздушный теплообменник (ВВТ), стоящий во втором контуре двигателя.

Рассмотрим конкретный пример. Допустим, перед конструктором стоят две задачи: 1) выбрать радиус расположения АЗ исходя из потребного давления под лопаткой и расхода охлаждающего воздуха; 2) решить вопрос о необходимости постановки воздухо-воздушного теплообменника с заданными свойствами.

Расход воздуха через АЗ известен - он определяется потребным расходом в лопатку и утечками в думисную полость и осевой зазор. Потребное давление под лопаткой задано на уровне  $P_{pk}^* = 0.7P_k^*$  (из расходной характеристики лопатки). Перепад давления на АЗ известен - он определяется давлением в осевом зазоре, в думисной полости и давлением перед АЗ. Рассмотрим два конкретных случая: без теплообменника и с теплообменником. Пусть давление и температура на входе в АЗ  $P_{вхАЗ}^* = 0.95P_k^*$ ,  $T_{вхАЗ}^* = T_k^*$ , давление на выходе из АЗ  $P_0 = 0.55P_k^*$  - в случае отбора воздуха из камеры сгорания.  $P_{вхАЗ}^* = 0.8P_k^*$ ,  $T_{вхАЗ}^* = 0.9T_k^*$ , давление на выходе из АЗ  $P_0 = 0.55P_k^*$  - в случае транс-

ляции воздуха через теплообменник. Из приведенных условий найдем потребное и одновременно допустимое снижение давления:

при отборе из КС - 27%; при отборе из теплообменника - 13%. Исходные данные для этих случаев представлены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные

| Отбор              | Под лопаткой<br>$P_{рк}^*/P^*k$ | Перед аппаратом закрутки<br>$P_{вхАЗ}^*/P^*k$ | Перед аппаратом закрутки<br>$T_{вхАЗ}/T^*k$ | За аппаратом закрутки<br>$P_0/P^*k$ | Перепад на АЗ<br>$P^*_{вхАЗ}/P_0$ | Снижение давления<br>$(P^*_{1rel}/P^*_{вхАЗ}-1)*100\%$ |
|--------------------|---------------------------------|---|---|-------------------------------------|-----------------------------------|--|
| Из камеры сгорания | 0.7                             | 0.96  | 1   | 0.55                                | 1.75                              | -27%   |
| Из теплообменника  |                                 | 0.8   | 0.9   |                                     | 1.45                              | -13%   |

Для поиска потребного радиуса расположения АЗ представим результаты расчетов в виде зависимостей снижения давления и температуры от входа в АЗ до сечения под лопаткой от перепада давления на аппарате закрутки. Перепад давления на АЗ является величиной, удобной для конструктора.

На рис. 6 представлены универсальные зависимости понижения давления и темпера-

туры в системе подвода воздуха в зависимости от располагаемого перепада давления и радиуса расположения аппарата закрутки. Универсальность зависимостей в том, что они применимы для любой системы с подводом воздуха под покрывной диск через кольцевую щель и с байонетом в месте подвода воздуха к рабочей лопатке.

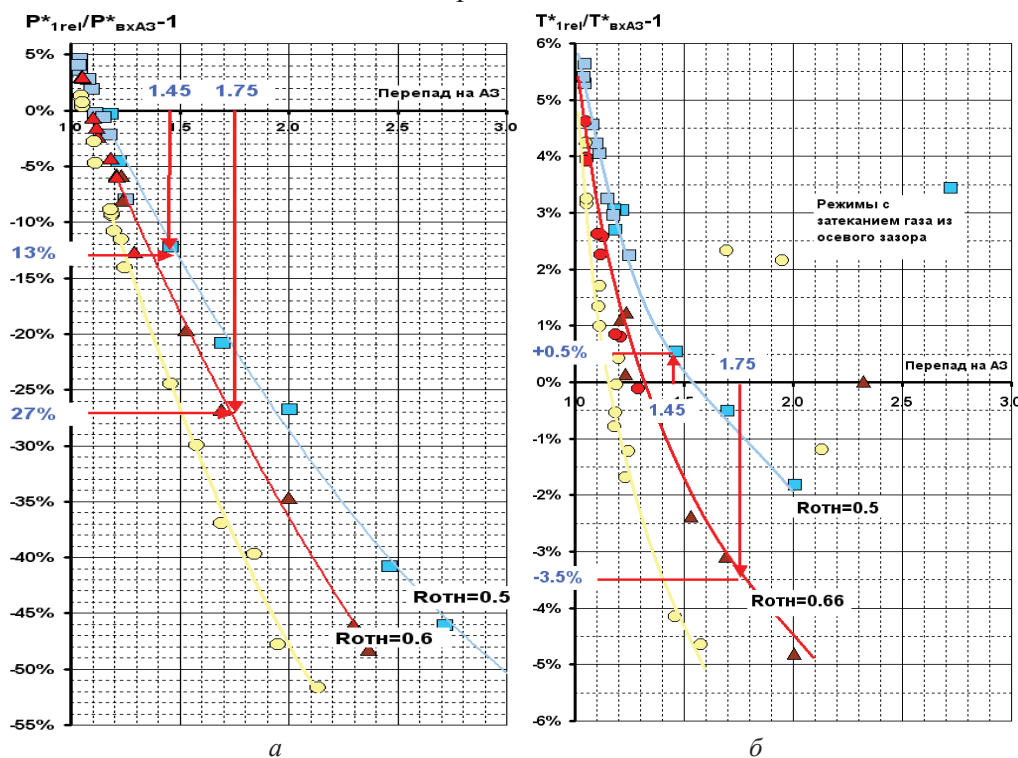


Рис. 6. Универсальные зависимости:  
а - изменение давления; б - изменение температуры в системе

По графикам на рис. 6 на пересечениях, соответствующих условиям табл.1, находим потребный радиус расположения АЗ. Температуру под лопаткой для каждого из случаев получаем по известному из табл. 1 перепаду на АЗ и радиусу  $R_{отн}$ , полученному из рис. 6, а. Затраты мощности находим из рис. 4, в. Результаты сравнения вариантов по темпера-

туре под лопаткой и по затратам мощности на прокачку приведены в табл. 2. Из таблицы следует, что при заданном уровне давления под лопаткой и в предположении, что температура за компрессором  $T^*k=900K$ , использование теплообменника дает снижение температуры воздуха под лопаткой на 65K. При этом потери мощности турбины на прокачку

охлаждающего воздуха увеличиваются в 1.6 раза. Известно, что затраты мощности на прокачку эквивалентны соответствующему снижению КПД турбины. В данной ситуации

вопрос выбора радиуса расположения АЗ перекладывается на плечи того, кто готов пожертвовать либо КПД турбины, либо ресурсом рабочей лопатки.

Таблица 2. Результаты сравнения вариантов отбора охлаждающего воздуха

| Отбор              | Потребный радиус расположения | Изменение температуры $(T_{\text{Irel}}^*/T_{\text{вхАЗ}}^*-1)*100\%$ | Температура под лопаткой $T_{\text{Irel}}^*/T_{\text{к}}^*$ | Закрутка за АЗ $\beta_0$ | Закрутка под байонетом $\beta_8$ | Затраты мощности N, % |
|--------------------|-------------------------------|---|---|--------------------------|----------------------------------|-----------------------|
| Из камеры сгорания | 0,66                          | -3,50%  | 0,97  | 1,5                      | 0,9                              | 0,80%                 |
| Из теплообменника  | 0,5                           | 0,50%   | 0,9   | 1,8                      | 0,6                              | 1,30%                 |

Таким образом, последовательность действий по выбору радиуса расположения АЗ для конкретных условий двигателя состоит в следующем:

1. Считается, что рабочая лопатка уже спроектирована под определенный расход и температуру охлаждающего воздуха, сочетание которых обеспечивает заданную ресурсом температуру тела лопатки. То есть заданы давление под лопаткой и расход воздуха.

2. Прорабатывается возможность постановки теплообменника во втором контуре двигателя с точки зрения термодинамических потерь цикла двигателя и определяются его характеристики, то есть способность снижать температуру и давление при заданном расходе. Таким образом, известна “цена” постановки теплообменника.

3. Задается уровень статического давления за АЗ исходя из уровней давления в осевом зазоре проточной части и в думисной полости, определяются утечки в осевой зазор и затекание из думисной полости в полость за АЗ. Площадь АЗ назначается исходя из потребного расхода в лопатку и утечек. При этом учитывается работа системы подвода на крейсерском режиме работы двигателя, то есть с ограничением подачи основного охлаждающего воздуха определяется площадь АЗ.

4. По полученным в рамках численного моделирования универсальным зависимостям осуществляется выбор радиуса расположения АЗ для обеспечения заданного давления под лопаткой для случаев отбора

воздуха из камеры сгорания или теплообменника. Таким образом, радиус АЗ определен.

5. Определяется разница в температуре воздуха под лопаткой для случаев отбора из КС и ВВТ, затраты мощности турбины на прокачку охлаждающего воздуха.

6. По результатам взвешенного анализа всех противоречий постановки теплообменника: затраты мощности турбины и термодинамические потери цикла двигателя во втором контуре – с одной стороны и ресурса лопатки – с другой стороны, а также разгрузка ротора от осевых сил – с третьей стороны, принимается решение о его необходимости.

**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 радиуса расположения аппарата закрутки на показатели эффективности системы подвода воздуха к рабочей лопатке турбины.

2. Предложена последовательность принятия решения по выбору радиуса расположения аппарата закрутки и определения “цены” постановки теплообменника.

**Библиографический список**

1. Meierhofer, B An Investigation of a Preswirled Cooling Airflow to a Turbine Disc by Measuring the Air Temperature in the Rotat-

ing Channels”/ B Meierhofer, C J Franklin ASME Paper 81-GT-132. 1981.

2. 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.

3. 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.

4. 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.

5. 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.

6. 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.

7. 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.

8. 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.

9. 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.

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

11. 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.

12. Kakade, V.U. Effect of Radial Location of Nozzles on Heat Transfer in Pre-Swirl Cooling Systems / V.U. Kakade, G.D. Lock, M. Wilson [etal] GT2009-59090.

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

14. Jarzombek, K. CFD ANALYSIS OF FLOW IN HIGH-RADIUS PRE-SWIRL SYSTEMS / K. Jarzombek, F.-K. Benra, H. J. Dohmen ASME Paper GT2007-27404.

15. 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.

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.

## **EFFECT OF RADIAL LOCATION OF NOZZLES ON WIDTH ON PERFORMANCE OF PRE-SWIRL SYSTEMS**

© 2011 R. A. Didenko<sup>1</sup>, D. V. Karelin<sup>1</sup>, D. G. Ievlev<sup>1</sup>, V. V. Lebedev<sup>2</sup>

<sup>1</sup>JSC “Saturn”, Rybinsk

<sup>2</sup>RSATA named by P.A. Solovyov

This paper investigates the effect of radial location of the inlet nozzles on effectiveness  $\Theta$  and total pressure losses  $\zeta$  of pre-swirl systems. A commercial code Ansys CFX is used to solve the Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) equations using SST turbulence model with wall functions approach. 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  $0.548 < \beta < 2.5$ . The principles of the most appropriate radius were developed. Also the problem of heat exchanger was discussed.

*Pre-swirl system, working blade, turbine, radial location of the inlet nozzles.*



**Информация об авторах**

**Диденко Роман Алексеевич** – аспирант кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Рыбинской государственной авиационной технологической академии, инженер 2 категории ОАО «НПО «Сатурн». Тел.: (4855) 296-471. E-mail: [rommdi@rambler.ru](mailto: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 конструкторского отдела ОАО НПО «Сатурн». Тел.: (4855) 296-471. E-mail: [dmitry.ievlev@npo-saturn.ru](mailto: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 конструкторского отдела турбин ОАО НПО «Сатурн». Тел.: (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, RSATA. JSC “Saturn”. Phone/fax: (4855) 296-471. E-mail: [rommdi@rambler.ru](mailto: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, RSATA. Area of research: fluid dynamics and heat/mass transfer, physics.