

вышение установленной нормы зафиксировано только для двигателя, в котором выявлена поломка лопатки 7 ступени компрессора.

Основной износ зубьев шестерён редуктора происходит в паре «центральная внутренняя шестерня – сателлиты». При исследовании рассматривались четыре варианта износа:

- **текущий** - максимальный износ зубьев центральной внутренней шестерни (максимальный износ относительно эвольвенты после последнего ремонта);

- **текущий полный** - максимальный износ зубьев центральной внутренней шестерни относительно исходной эвольвенты;

- **текущий суммарный** - сумма максимальных износов зубьев центральной внутренней шестерни и сателлитов;

- **суммарный полный** - сумма максимальных износов зубьев центральной внутренней шестерни и сателлитов относительно исходных эвольвент.

На основе полученного экспериментального материала были рассмотрены несколько типов диагностических параметров на базе:

- интенсивности спектральных составляющих в автоспектре и спектре максимумов;

- глубины амплитудной модуляции (АМ) некоторых узкополосных составляющих;

- параметров текущей частоты узкополосного процесса, в том числе индекса частотной модуляции;

- параметров функции когерентности и взаимного спектра.

Был рассмотрен большой комплекс диагностических параметров, из которых было выбрано 20. Полученные экспериментальные зависимости интенсивности диагностического параметра от величины износа удовлетвори-

тельно аппроксимируются соответствующими линейными характеристиками.

Используя аналитическую зависимость интенсивности составляющей с кратностью 19.145 от величины текущего полного износа, установлена норма на величину этого износа, равная 0.027 мм.

Таким образом, проведенные исследования позволили:

- выявить источник резонансных колебаний элементов конструкций компрессора, вызывающий их поломку;

- установить нормы на интенсивность соответствующей составляющей спектра вибрации редуктора и величину износа;

- получить комплекс диагностических параметров износа шестерён дифференциального редуктора ТВД.

Библиографический список

1. Григорьев, В.В. Перспективные схемы авиационных двигателей с высокой топливной эффективностью [Текст] / В. В. Григорьев, А.В. Еланский, А. И. Попуга // Авиационно-космическая техника и технология. 2013. № 9(106). С. 231-236.

2. Курушин, М. И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором [Текст] / М. И. Курушин, В. Б. Балякин, А. М. Курушин // Известия Самарского центра РАН. 2014. Т.16. № 4.С.132-136.

3. Сундуков, А.Е. К вопросу вибродиагностики изнашивания шестерён редуктора турбовинтового двигателя [Текст] / А. Е. Сундуков, Е.В. Сундуков, С. М., Плотников // Вестник СГАУ. 2015. Т14. № 2. С.193-201.

УДК 621.438-226.2.048

CFD ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАКТОВЫХ ПОЛОК СОПЛОВЫХ БЛОКОВ ТУРБИНЫ ВД

© 2018 Ю.Г. Горелов, В.В. Ананьев

ОКБ-620, АО "НПЦ газотурбостроения "Салют", г. Москва

CFD INVESTIGATIONS OF HPT VANE ENDWALLS WITH DIFFERENT COOLING METHODS

Gorelov Yu.G., Ananyev V.V. (Design Engineering Bureau of Advanced Research FSUE Gas turbines manufacture "Salute", Moscow, Russian Federation)

Consequently 3D conjugate calculation in ANSYS CFX carried out comparison of the cooling effectiveness of HPT vane endwalls with film cooling and convective-film cooling. Showed that for examined convective cooling scheme

mass flow rate is slightly greater than for convective-film cooling scheme up on 0,6%, on the understanding that cooling efficiency lower than efficiency of convective-film cooling scheme by $\Delta\theta = 0.05 - 0.08$.

В настоящее время отмечены две основные тенденции применения перспективных схем охлаждения трактовых полок сопловых блоков турбины ВД (СБ ТВД): тенденция с применением конвективного, преимущественно струйного охлаждением, и тенденция с использованием конвективно-плёночного охлаждения.

Для обеспечения потребной эффективности охлаждения по-прежнему не удается отказаться от традиционно используемого в двигателях 4-го, 5-го поколений плёночного охлаждения полок СБ ТВД. Так, для двигателей НК-321, НК-93 и изд. 99 потребовалось введение 3 - 4 рядов цилиндрических отверстий на полках [1]. Принимаемые меры к увеличению эффективности охлаждения полок путём подачи защитной пелены из тангенциальной щели на стыке с камерой сгорания приводят к её сносу по направлению к спинке уже в передней части полки, незначительно увеличивая профильные потери (~ на 0,3%). При использовании профиля лопатки GE-E³ продолжают исследования влияния на эффективность охлаждения полки с 4-мя рядами веерных отверстий - охлаждения из выходной кромки и щели на выходе из камеры сгорания [2], влияния на плёночное охлаждение полок вращающегося против часовой стрелки потока на входе в межлопаточный канал при различных синхронных позициях - [3]. Для типичной конфигурации полки с 5-ю рядами плёночного охлаждения проведено исследование влияния RANS моделей турбулентности на эффективность охлаждения полки, подтверждение достоверности алгебраической модели турбулентности при сравнении с экспериментальными измерениями [4].

Вследствие высокого потенциала плёночного охлаждения выполнено множество исследований при попытке найти достаточно высокоэффективную систему охлаждения для обеспечения наибольшей выгоды от использования плёночного охлаждения. Методы теплового расчёта обычно базируются на корреляциях эффективности плёночного охлаждения осреднённых в поперечном направлении, однако применимость корреляций, полученных в экспериментальных условиях ограничена типичными случаями газовых турбин. Это в частности верно для плёночного охлаждения

трактовых полок, так как на течение в этой области в большой степени влияют вторичные течения, чем давление на профиле и со стороны спинки (сравним, например, работы Colban и Thole [5] и Colban и др. [6]). Более общий подход расчёта течений плёночного охлаждения в межлопаточных каналах с применением вычислительной гидродинамики (CFD) позволяет включать физически более существенные эффекты.

Целью исследования является определение в CFD наиболее эффективного из известных способа охлаждения трактовых полок СБ ТВД: конвективного, либо конвективно-плёночного.

В связи с этим в представленной работе выполнено сравнительное 3D расчётное исследование известных, используемых в настоящее время на современных ГТД схем охлаждения нижних трактовых полок СБ ТВД: с конвективным и конвективно-плёночным охлаждением. При конвективном охлаждении воздух подаётся через отверстия струйного охлаждения в экране, расположенные вдоль корытца и далее по каналам петлевого охлаждения «выбрасывается» в отверстия выходного торца нижней полки. При этом отверстия в углублениях экрана располагаются на расстоянии $(h/d)_{opt} = 1$ от обдуваемой поверхности, в то время как сам экран – на расстоянии $(h/d)_{opt} = 2$.

Подходы, используемые при верификации моделей струйного обдува плоской пластины, были взяты за основу при проектировании системы охлаждения трактовых полок сопловых блоков с конвективно-плёночным охлаждением [7]. Расположение отверстий струйного охлаждения было близко к коридорному, как более эффективному по сравнению с шахматным, однако, в связи с ромбовидностью и криволинейностью полок, схема охлаждения отличалась от классической коридорной схемы.

Для конвективного способа охлаждения при имеющихся обычно проблемах охлаждения заднего торца нижних полок, получена сравнительно низкая эффективность использования охлаждающего воздуха в этой области. Так, на входе в отверстия выходного торца в исходном варианте охлаждения -

$$\vartheta = \frac{T_{G_{\max}}^* - T_{охл.}^i}{T_{G_{\max}}^* - T_{охл.}^{6x}} = 0,816 - 0,83, \text{ в варианте с}$$

разделительными рёбрами - $\vartheta = 0,91 - 0,925$. Примерно на (55 – 65)% площади сечения выходного канала наблюдается относительно низкая эффективность использования охлаждающего воздуха ϑ .

Исследования эффективности использования охлаждающего воздуха в сечении выходного торца нижней трактовой полки показали, что средняя по сечению эффективность использования охлаждающего воздуха при конвективно-плёночном охлаждении ($\vartheta_{ср.} = 0,927$) превышает $\vartheta_{ср.}$ при исходном конвективном способе \sim на 0,02, при конвективном способе с дополнительными рёбрами - на $\Delta\vartheta_{ср.} = 0,026$.

При одинаковых параметрах для конвективно-плёночного и конвективного способов охлаждения подогрев охлаждающего воздуха в нижней полке с конвективно-плёночным охлаждением на 20К ниже, чем в нижней полке с конвективной исходной схемой охлаждения и на 26К ниже, чем для конвективной схемы охлаждения с дополнительными разделительными рёбрами. Однако, примерно на (55 - 65)% площади поверхности на входе в отверстия выходного торца и выходе из петлевых каналов эффективность охлаждающего воздуха нижней полки с конвективным способом охлаждения составляет $\vartheta \approx 0,886$. В этой области подогрев охлаждающего воздуха в нижней полке при $\Delta\vartheta = 0,041$ на $\Delta T_{охл.} \approx 40$ К ниже, чем в полке с конвективным охлаждением.

При этом потери давления от входа в петлевой канал до его выхода составили $\sim 0,6$ кгс/см² - для исходной конвективной схемы и $\sim 1,8$ кгс/см² - для схемы с дополнительными разделительными рёбрами, тогда как в схеме с конвективно-плёночным охлаждением потери давления составили $\sim 0,07$ кгс/см², что свидетельствует о существенно больших энергозатратах воздуха в конвективной схеме охлаждения.

Для представленных схем конвективного охлаждения при большем расходе воздуха – 2,17%, эффективность охлаждения ($\Theta_{ср. F} = 0,506 - 0,554$) ниже суммарной эффективности конвективно-плёночной схемы охлаждения ($\Theta_{\Sigma ср. F} = 0,604$), полученной при меньшем расходе воздуха - 1,58%.

Кроме того, схема охлаждения с использованием конвективно-плёночного охлаждения является более гибкой, позволяющей при $G_{охл.} = \text{const}$ быстро изменять в местах перегрева полки уровень эффективности охлаждения введением дополнительных отверстий струйного охлаждения. К недостаткам конвективной схемы можно отнести существенное истощение хладоресурса воздуха в петлевых каналах, что приводит к трещинам в выходных и боковых торцах полок, в связи, с чем приходится дополнительно вводить отверстия струйного охлаждения, увеличивать расходы воздуха через отверстия выходного торца полок.

В то же время конвективная схема охлаждения обладает значительными резервами в увеличении энергетической эффективности за счёт снижения гидравлического сопротивления каналов, более рационального распределения расходов воздуха и расположения отверстий струйного охлаждения.

Библиографический список

1. Горелов Ю.Г., Матвеев А.С. Результаты экспериментального исследования перспективных способов охлаждения бандажа рабочих и трактовых полок сопловых лопаток высокотемпературных ГТД. Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе. Тезисы докл. международной научно-технической конференции, 1997г.- Самара: СГАУ, 1997. Т. 2. С. 12 – 18.
2. Yang Zhang, Xin Yuan. Experimental Investigation of Turbine Phantom Cooling on Endwall with Trailing Edge Discharge Flow // Proc. of the ASME Turbo Expo, June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany, GT2014-26781, P. 1 – 14.
3. Yang Zhang, Xin Yuan. Experimental Investigation of Nonperiodic Endwall Film Cooling in Neighboring Passages with Upstream Rotating Flow // Proc. of the ASME Turbo Expo, June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany, GT2014-26824, P. 1 – 13.
4. Xueying Li, Jing Ren Hongde Jiang. On the Reliability of RANS Turbulence Models for Endwall Cooling Prediction // Proc. of the ASME Turbo Expo, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA, GT2017-65207, P. 1 – 11.
5. Colban, W., and Thole, K. Influence of Hole Shape on the Performance of a Turbine Vane Endwall Film-Cooling Scheme. *Int. J. Heat Fluid Fl.*, 2007, 28, P. 341–356.

6. Colban, W., Thole, K., and Händler, M. Experimental and Computational Comparisons of Fan-Shaped Film Cooling on a Turbine Vane Surface. *J. Turbomach.*, 2007, **129**, P. 23–31.

7. Горелов Ю.Г., Горелова Д.В. Трёхмерные численные исследования струйного обдува трактовых полок сопловых блоков турбины // Изв. вузов. Авиационная техника. 2013. №1. С. 44 – 50.

УДК 621.452.3

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРОЕКТИРУЕМОЙ ТУРБИНЫ С УЧЁТОМ ОПЫТА ДОВОДКИ АВИАЦИОННОГО ГТД

© 2018 Б.И. Мамаев, А.Ю. Горшков

ОКБ им. А. Люльки, г. Москва

DESIGN TURBINE PARAMETERS CHOICE ACCORDING TO EXPERIENCE OF THE AVIATION GTE DEVELOPMENT

Gorshkov A.Y., Mamaev B.I. (Lulka's design engineering, Moscow, Russian Federation)

Development conception for aviation GTE turbines is proved. It consists in the use of a special turbine variant with increase swallowing capacity at the beginning of the development, when there are part efficiency defects, and the second variant with the project swallowing capacity at the end of the development, when the design efficiency of GTE parts is achieved.

Практика многих отечественных и зарубежных проектных организаций подтверждает, что первые опытные двигатели в сравнении с проектом будут иметь ухудшенные показатели эффективности узлов. Такое положение может сохраняться в течение длительного периода времени. Это приводит к трудностям в доводке, а иногда и к полной невозможности реализовать проект.

Определим влияния недоборов коэффициентов полезного действия узлов и превышенного расхода охладителя на основные параметры ТРДДФсм. В связи с этим введём ряд поправок на к.п.д. узлов и расход охладителя - $\Delta\eta_{ТВД}$, $\Delta\eta_{КВД}$, $\Delta\bar{G}_{ОХЛ}$,

которые изменяются в диапазоне от 0 до 1,5% и обобщаются отклонением $[-\Delta\eta_{\Sigma} + \Delta\bar{G}_{ОХЛ}]$,

где $\Delta\eta_{\Sigma} = \Delta\eta_{ТВД} + \Delta\eta_{КВД}$.

Расчёты показывают, что для выполненного двигателя снижение к.п.д. узлов и перерасход охладителя приводит к росту удельного расхода топлива и температуры газа перед турбиной, снижению суммарного расхода воздуха через двигатель и уменьшению запасов газодинамической устойчивости компрессора.

На практике каждая фирма может сталкивается с подобного рода проблемами. На

этапе доводки двигателя, когда явных решений по совершенству коэффициентов эффективности узлов ещё нет, а вести полноценную доводку узлов двигателя необходимо, предпринимается ряд стандартных шагов. Наиболее эффективным является оптимизация расходного параметра турбин.

В табл. 1 соответственно представлены отклонения параметров для 3-х случаев: 1) проектные значения к.п.д. узлов достигнуты; 2) к.п.д. узлов не достигнуты и превышен расход охладителя, а пропускная способность турбин проектная; 3) к.п.д. узлов не достигнуты и превышен расход охладителя, а пропускная способность турбин оптимизирована под заданные недоборы к.п.д. узлов.

Таблица 1- Отклонения параметров для 3-х случаев

Вариации проекта Параметр	Проектные значения к.п.д. узлов	Сниженные значения к.п.д. узлов; $\bar{A}_{ТВД}, \bar{A}_{КВД} = const$	Сниженные значения к.п.д. узлов; $\bar{A}_{ТВД}, \bar{A}_{КВД} = optim$
$\Delta C_{\pi}, \%$	0	5,1	4,7
$\Delta \eta_{КВД}, \%$	0	-1,8	-2,2
$\Delta T_{T}^{*}, \%$	0	4,2	1,5
$\Delta R_{\Sigma}, \%$	0	0	0
$\Delta \pi_{КВД}^{*}, \%$	0	-3,5	5,8
$\Delta G_{ОХЛ}, \%$	0	-2,1	-1,8
ΔK_{Σ}	0	-13,6	29,2
$\Delta \eta_{ТВД}, \%$	0	-2,3	-1,9
$\Delta \bar{G}_{ОХЛ}, \%$	0	1,5	1,1