

Протвино. 2012.

2. Ханин Н. С., Зайченко Е. Н., Аболтин Э. В., Лямцев Б. Ф. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. - М.: Машиностроение, 1991.
3. Hung Nguyen-Schafer. Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers, Springer, 2013. ISBN3642350704.
4. Stemler E., Lawless P. The Design and Operation of a Turbocharger Test Facility Designed for Transient Simulation. SAE Technical Paper 970344, Detroit, 1997.
5. Baines Nicholas C. Fundamentals of Turbocharging. Concepts ETI. 2005. ISBN 0-933283-14-8.
6. Хак Г. Турбодвигатели и компрессоры: Справ. пособие / Г. Хак, Лангкабель. – М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство АСТ», 2003, – 351 с.
7. Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом: – М.: Легион-Автодата. 2007.

Исследование теплового состояния лопаток турбомашин с помощью программно-информационного комплекса

д.т.н. проф. Ковальногов В.Н., к.т.н. доц. Федоров Р.В., Генералов Д.А.

Ульяновский государственный технический университет
89061418884, kvn@ulstu.ru, 89176220922, r.fedorov@ulstu.ru,
89084755873, dmgeneralov@mail.ru

Аннотация. Рассматривается способ расчета теплового состояния лопаток турбомашин с помощью программно-информационного комплекса. Рассматривается возможность использования феномена газодинамической температурной стратификации для повышения эффективности систем охлаждения лопаток турбомашин. Приведена математическая формулировка нестационарной задачи расчета теплового состояния лопаток с учетом газодинамической температурной стратификации.

Ключевые слова: лопатки турбомашин, системы охлаждения, газодинамическая температурная стратификация, программно-информационный комплекс

Введение

Совершенствование технологий сжигания топлива в газотурбинных двигателях и улучшение экономических показателей требует применения новых материалов, совершенствования систем охлаждения наиболее теплонагруженных элементов. Наибольшие температурные и механические нагрузки при повышении давления и температуры рабочего тела испытывают лопаточные аппараты. Начальная температура газа перед ГТУ возросла с 700 до 1500°C, начальное давление возросло с 0,6 до 3 МПа, при этом температура выходных газов увеличилась до 630°C, а объемная концентрация кислорода сократилась с 18 до 12% [2]. Если повышается жаропрочность материала лопатки, то чем больше интенсивность ее охлаждения, тем на большую величину может повышаться температура газа [5]. На разных этапах с целью оптимизации характеристик ГТУ проводились работы по использованию внешнего охлаждения воздуха на стадии его сжатия в компрессоре, регенерации теплоты уходящих газов и подогрев сжатого воздуха перед камерами сгорания, промежуточный перегрев газа при расширении. Снижение на 1% экономичности газовой турбины приводит к снижению полезной выходной мощности на 2 – 3% [2]. Совершенствование тепловых расчетов требует применения методов математического моделирования для получения информации о распределении температурных полей в лопатке. Применение численного моделирования необходимо для определения взаимодействия вязких и невязких течений, турбулентного теплообмена в условиях благоприятного и неблагоприятного градиентов давления, теплообмена во вращающихся каналах, отрыва пограничного слоя и т.д. Для обеспечения заданной точности определение коэффициента теплоотдачи должно выполняться максимально точно.

Течения жидкостей и газов в ГТУ сопровождаются нестационарными эффектами, поэтому важно определять степень их влияния на работу лопаточного аппарата [6].

Постановка задачи

Обеспечение эффективной тепловой защиты лопаток турбин является сложным и трудоемким процессом, который включает в себя газодинамические, тепловые и прочностные расчеты, определение рациональных систем охлаждения и их дальнейшая оптимизация. В настоящее время достигнуты большие успехи в развитии теории и методов анализа процессов теплообмена в сложных системах охлаждения.

Создание эффективных способов охлаждения лопаточных аппаратов турбин должно обеспечивать допустимое температурное и термонапряженное состояние деталей при минимальных затратах на охлаждение. Совершенствование способов охлаждения подразумевает также совершенствование системы охлаждения – совокупности элементов и узлов, обеспечивающих подготовку охлаждающей среды, подачу ее к охлаждаемой лопатке, а также схем охлаждения – совокупности каналов, отверстий, щелей и полостей в различных их сочетаниях, посредством которых осуществляется ввод охлаждающего воздуха в лопатку, распределение его внутри лопатки для обеспечения требуемого отвода теплоты от отдельных участков лопатки и от всей лопатки.

В настоящее время системы охлаждения классифицируются по двум принципиальным признакам: по роду применяемого хладагента – на воздушные, жидкостные и воздушно-жидкостные (двухконтурные); по способу использования охладителя в турбине и в ГТД – на открытые, замкнутые и полужамкнутые. Несмотря на то, что жидкостное охлаждение способно обеспечить наибольшее повышение температуры газа до максимальных температур горения углеводородных топлив, из-за сложности обеспечения герметизации жидкостных систем они не получили широкого распространения.

В современных ГТУ при использовании в качестве охлаждающей среды воздуха могут использоваться одновременно методы охлаждения: заградительный, конвективный и комбинированный. При использовании завесы интенсивность теплоотдачи возрастает по сравнению с отсутствием пленочного охлаждения, но интенсификация теплоотдачи достигается увеличением расхода охладителя. Уменьшение расхода газа, отбираемого из компрессора для охлаждения дисков газовой турбины на 1%, приводит к увеличению эффективности газовой турбины на 0,4 % [1]. Разрабатываемый программно-информационный комплекс позволит путем исследования течений и теплообмена в каналах и вращающихся полостях моделировать тепловое состояние лопатки с применением данных методов охлаждения, что в дальнейшем позволит минимизировать количество воздуха во внутренней воздуходувной системе.

При создании современных газотурбинных двигателей невозможно обойтись без использования численных методов расчета течений и теплообмена. Увеличение температуры газа на входе в межлопаточный канал до 1800 – 2000 К приводит к необходимости обеспечения надлежащего охлаждения лопаток турбин. Поэтому в расчетах используются значения теплопроводности, теплоемкости для газов в диапазоне до 2000 К, а свойства материалов лопаток в диапазоне до 2400 К [1].

Для точного прогноза теплового состояния необходимо решить пространственную задачу теплопроводности с неравномерным распределением граничных условий теплообмена как со стороны горячего потока газа, так и со стороны охлаждающего воздуха с учетом эффекта газодинамической температурной стратификации, применяемого для интенсификации теплообмена.

Для полного и качественного расчета трехмерного нестационарного температурного поля лопатки в нелинейной постановке с учетом зависимости теплофизических свойств материала лопатки от температуры применяются численные методы [4]. Необходимо решить нестационарную пространственную нелинейную задачу теплопроводности лопатки:

$$c_l \rho_l \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_l \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_l \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_l \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (1)$$

Величины λ_l, c_l, ρ_l зависят от температуры.

Уравнение дополняется начальными и граничными условиями. В начальный момент времени $\tau=0$: $T = T_0$.

Плотность q теплового потока при теплопередаче от рабочего тела в дозвуковом тракте к рабочему телу в сверхзвуковом тракте выражается уравнением [3]:

$$q = k(T_{r1} - T_{r2}) = k\Delta T, \quad (2)$$

где: $k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}\right)^{-1}$.

Плотность теплового потока, а следовательно интенсивность температурной стратификации, возрастает при увеличении температурного напора ΔT_r и при возрастании коэффициента теплопередачи k . Температуры T_{r1}, T_{r2} выражаются через термодинамические температуры T_1, T_2 потока и коэффициенты восстановления температуры r_1, r_2 [3]:

$$\begin{aligned} T_{r1} &= T_1 + r_1 (T^* - T_1); \\ T_{r2} &= T_2 + r_2 (T^* - T_2); \\ T^* &= T + u^2/2c_p. \end{aligned} \quad (3)$$

Использование газодинамической температурной стратификации позволит сократить расход охлаждающего воздуха в результате интенсификации теплообменных процессов, что сократит выбросы охлаждающего воздуха в проточную часть турбины и приведет к увеличению ее КПД [3].

Для уравнения (1) граничные условия третьего рода в аналитическом виде записываются следующим образом:

- для поверхности лопатки со стороны газа:

$$-\lambda_l \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_r (T_r - T_{w1}); \quad (4)$$

- для поверхности лопатки со стороны охладителя:

$$-\lambda_l \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_{охл} (T_{w2} - T_{охл}); \quad (5)$$

- для поверхности лопатки со стороны газа в канале для разделения потока:

$$-\lambda_l \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_r (T_{w3} - T_{r2}). \quad (6)$$

Граничное условие (6) применяется для лопаток, в которых выполнены охлаждающие каналы, в которых проходит дозвуковой поток газа.

Для перехода от дифференциального уравнения (1) к конечно-разностному уравнению используется метод тепловых балансов.

Определение граничных условий теплообмена проводится как с помощью эмпирических уравнений подобия, так и на основе численного интегрирования системы дифференциальных уравнений пограничного слоя.

Систему уравнений, описывающих стационарный процесс теплоотдачи на поверхности плоской лопатки, можно представить в виде:

- дифференциальное уравнение теплоотдачи:

$$a_z = - \frac{\lambda}{|T_r - T_w|} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}; \quad (7)$$

- эффективность завесы:

$$\theta = (T_r - T_{ad w}) / (T_r - T_{w0}); \quad (8)$$

- дифференциальное уравнение энергии:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial \tau} \left[(\lambda + \lambda_T) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + (\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial w_x}{\partial y} \right)^2 + \frac{dP}{d\tau} + w_x \frac{dP}{dx} + q_v; \quad (9)$$

- дифференциальное уравнение движения:

$$\rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) = - \frac{dP}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial w_x}{\partial y} \right] + S_v; \quad (10)$$

- дифференциальное уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho w_y)}{\partial y} = 0; \quad (11)$$

- уравнение состояния:

$$\rho = p/(RT). \quad (12)$$

Дополнительные члены q_v и S_v характеризуют тепловое и аэродинамическое влияние частиц на несущую среду. Непосредственное влияние частиц на структуру увеличивается с ростом продольного градиента давления [4]. Течение дисперсного потока в дозвуковом тракте характеризуется отсутствием поперечного перемещения частиц в пограничном слое. Это позволяет определять коэффициент восстановления температуры по зависимости для однофазного потока газа:

$$r_1 = \sqrt[3]{Pr}. \quad (13)$$

В сверхзвуковом потоке присутствует поперечное перемещение частиц, поэтому зависимость для определения коэффициента восстановления температуры определяется выражением:

$$r_2 = \frac{\sqrt[3]{Pr}}{1 + 28,6G^{0,3}}, \quad (14)$$

$$\text{где: } G = \frac{|s_v|\mu_0}{(u_{sm} - u)\rho_0^2 u_0^2}.$$

Зависимости теплофизических свойств воздуха от температуры T в диапазоне ее изменения от 273 до 3000 К аппроксимированы функциями:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{0,68}; \frac{c_p}{c_{p0}} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{0,1046}; \frac{\lambda}{\lambda_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{0,8007}. \quad (15)$$

Интенсивность внутренних источников теплоты q_v и количества движения s_v применительно к дисперсному пограничному слою:

$$s_v = \frac{0,75\rho_s\rho c_{fs}}{\rho_b d_s} |u_s - u| (u_s - u), \quad (16)$$

$$q_v = \frac{6\alpha_s \rho_s}{\rho_b d_s} (T_s - T). \quad (17)$$

На участке поверхности лопатки с ламинарным пограничным слоем принимаем $\lambda_T = \mu_T = 0$. На участке поверхности с турбулентным пограничным слоем коэффициент турбулентного переноса теплоты λ_T можно определить по соотношению:

$$\lambda_T = \frac{\mu_T c_p}{Pr_T} \approx \frac{\mu_T c_p}{0,9}. \quad (18)$$

Коэффициент турбулентного переноса количества движения μ_T в соответствии с моделью пути смешения Прандтля определяется зависимостью:

$$\mu_T = \frac{\rho l^2 \partial u}{\partial y}, \quad (19)$$

где длина пути смешения l рассчитывается по выражению:

$$l = \alpha y \{1 - \exp[-\rho v y / (26\mu)]\}, \quad (20)$$

где v – динамическая скорость в рассматриваемой точке.

Коэффициент $\alpha = \alpha_T$ определяется зависимостью, предложенной Ковальновым Н.Н. [5], учитывающей влияние фактора динамической нестационарности, продольного градиента давления и кривизны обтекаемой поверхности

$$\alpha_T = 0,4 \sqrt{\frac{1 - \frac{4,9}{\left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)_{y=0}} \left[\frac{\left(\frac{\partial P_\infty}{\partial x}\right)}{\rho_\infty w_{x0} w_{x\infty}} - \frac{w_{x\infty}}{r} \right]}{1 + 21,4 \frac{\left(\frac{\partial P_\infty}{\partial x}\right)}{\rho_\infty u_0 \left(\frac{\partial w_x}{\partial y}\right)_{y=0}}}}. \quad (21)$$

Здесь индекс ∞ характеризует параметры течения в анализируемом сечении за пределами пограничного слоя.

При определении граничных условий на основе уравнений подобия для определения коэффициентов теплоотдачи вся поверхность лопаток делится на участки, для которых запи-

сывается уравнение подобия вида

$$\overline{Nu} = cRe^n. \quad (22)$$

Результаты

С помощью разрабатываемого на кафедре «Теплоэнергетика» программно-информационного комплекса, интегрированного в систему SolidWorks, планируется проводить расчет теплового состояния лопаток турбомашин с повышенной точностью с учетом влияния на граничные условия теплообмена реального распределения температуры по поверхности лопатки и с учетом воздействия газодинамической температурной стратификации для более эффективного охлаждения. Программно-информационный комплекс позволяет проводить расчет теплового состояния в сопряженной постановке.

Для проведения расчетных исследований были сгенерированы разностные сетки лопатки с конвективным охлаждением.

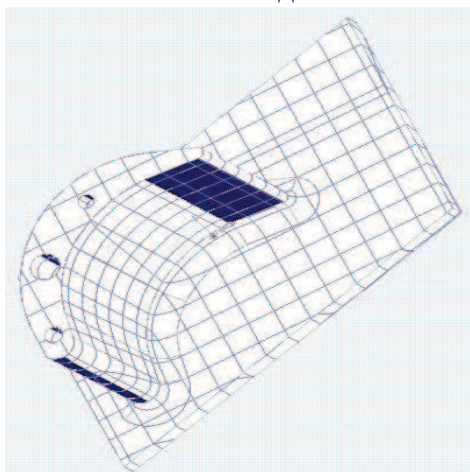


Рисунок 1. Сгенерированная расчетная сетка с 3000 элементами (10-15-20)

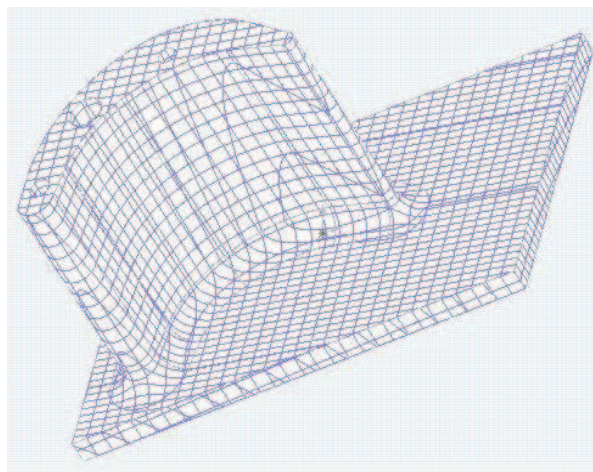


Рисунок 2. Сгенерированная расчетная сетка с 40000 элементами (20-40-50)

На рисунках 1 и 2 приведены разностные сетки с числом элементов, равным, соответственно, 3000 и 40000 элементов. Максимальное количество элементов в сгенерированной расчетной сетке достигает 105000. На данном этапе проведено определение времени генерации разностной сетки от количества расчетных элементов (рисунок 3).

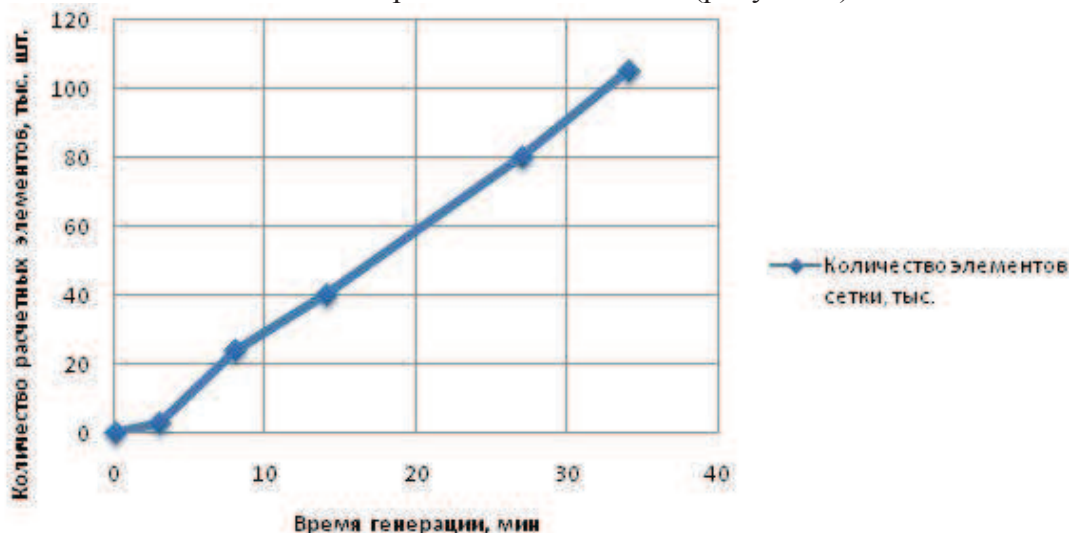


Рисунок 3. Зависимость времени генерации сетки от количества элементов

Время генерации разностной сетки с количеством элементов порядка 100000, необходимым для обеспечения точности расчета, составляет порядка 40 минут. Граничные условия для спинки и корыта рассчитываются за время от 1 до 10 минут в зависимости от точности при начальной температуре лопатки, равной 293 К.

Выводы

На основе научных результатов проекта будет создан программно-информационный комплекс для расчета теплового состояния лопаток турбомашин на стадии их автоматизированного проектирования. Данный программно-информационный комплекс применим в энергетике и авиастроении, в частности при проектировании лопаточных аппаратов энергетических паро- и газотурбинных установок и газотурбинных двигателей.

С учетом полученных результатов представляется перспективной дальнейшая доработка программно-информационного комплекса, позволяющая проводить расчет теплового состояния лопаток турбомашин с повышенной точностью с учетом газодинамической температурной стратификации потока, что позволит разрабатывать новые способы охлаждения лопаточных аппаратов на основе данного феномена.

Литература

1. Волков К.Н., Емельянов В.Н. Течения и теплообмен в каналах и вращающихся полостях. – М.: «Физмалит», 2010. – 480 с.
2. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанева – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 548 с.
3. Ковальногов В.Н., Федоров Р.В., Цветова Е.В., Петров А.В. Математическое моделирование и исследование газодинамической температурной стратификации в дисперсном потоке// Автоматизация процессов управления, 2013. – № 1. – с. 40-46.
4. Ковальногов Н.Н. Пограничный слой в потоках с интенсивными воздействиями. – Ульяновск: УлГТУ, 1996. – 245 с.
5. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкция и расчет систем охлаждения ГТД. – Х.: «Основа», 1994, 121 с.
6. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях: Научное издание/ Августиневич В.Г., Шмотин Ю.Н. и др. – М.: «Машиностроение», 2005. – 536 с.

Стабилизация температуры газа и оборотов ротора на стенде контрольно-исследовательских испытаний турбокомпрессоров средствами автоматизации

Ковальцов И.В., Каминский Р.В., д.т.н. проф. Каминский В.Н., Сибиряков С.В.,
Корнеев С.А., Зайцев О.Г.

*Университет машиностроения, АО «НПО «Турботехника»
8 (4967) 74-49-03, design@kamturbo.ru*

Аннотация. Описывается схема стенда и способы управления. Рассматривается работа с контроллером BR 5pp520 и подключенные к нему системы ввода-вывода посредством внутренней шины X2X и программирования в среде Automation studio. Описываются алгоритмы программы по стабилизации оборотов ротора путем управления исполнительным устройством подачи воздуха, а также алгоритм программы стабилизации температуры газов перед турбиной турбокомпрессора.

Ключевые слова: *стенд испытания турбокомпрессоров, automation studio, автоматизация, человеко-машинный интерфейс*

Для стенда контрольно-исследовательских испытаний систем наддува, создаваемого в НПО «Турботехника», требуются алгоритмы управления по обеспечению стабильной температуры и обеспечению постоянных оборотов ротора. Это необходимо для создания режима испытаний, при которых происходит сохранение всех измеряемых параметров для расчета КПД турбокомпрессора.

Задача состоит в создании системы, способной быстро реагировать на изменения условий технологической среды во время испытаний на стенде контрольно-исследовательских испытаний.