

УДК 621.43.056

В.Е. КОСТЮК, канд. техн. наук; вед. науч. сотр. НАКУ «ХАИ», г. Харьков
Е.И. КИРИЛАШ, аспирант НАКУ «ХАИ», г. Харьков

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ АЭРОГИДРОДИНАМИКИ И ОПТИМИЗАЦИИ

Узагальнені результати досліджень з удосконалення гідравлічних характеристик камер згоряння ГТД методами обчислювальної аерогідродинаміки за такими напрямками: вибір розрахункової області та призначення граничних умов при тривимірному моделюванні течії в дифузорах, їх аеродинамічна оптимізація, обґрунтування цільових показників точності розрахункових оцінок коефіцієнтів витрати отворів і застосування неконформних блочно-структурованих сіток з ієрархічними структурами.

Results of the gas turbine combustion chambers hydraulic characteristics improvement investigations by computational fluid dynamics methods are generalized. The investigations are performed on the next areas: the computational domain choice and the boundary conditions setting under three-dimensional simulation of the flow in the diffusers, their aerodynamical optimization, orifice discharge coefficients calculated evaluations target accuracy indices justification and the nonconformal block-structured grids with hierarchical structures application.

Введение

Интенсивное развитие теплоэнергетики и транспорта ужесточает требования к газотурбинным двигателям (ГТД), в связи с чем возрастает сложность их проектирования. Среди различных подходов, применяемых к решению этой проблемы, важное место занимают вычислительная аэрогидродинамика (ВАГД) и методы оптимизации.

Камера сгорания (КС) – один из наиболее трудных в проектировании и доводке узлов ГТД. К важнейшим показателям качества его работы относятся гидравлическое сопротивление, влияющее на термодинамическую эффективность двигателя, и распределение расхода воздуха по отверстиям жаровой трубы (ЖТ), предопределяющее неравномерность температурного поля газа перед турбиной, от которой зависит ее ресурс [1]. Поэтому совершенствование гидравлических характеристик КС оптимальным профилированием (перфорацией) элементов ее проточной части – актуальная научная задача, имеющая большое практическое значение. Традиционно задачи профилирования диффузора, кольцевых каналов (КК) и перфорации отверстиями стенок ЖТ при приемлемом уровне гидравлических потерь предварительно решаются одномерным гидравлическим расчетом «холодной» КС и окончательно – ее экспериментальной доводкой [2], что увеличивает потребный объем испытаний данного узла. В настоящее время, благодаря развитию методов ВАГД, появилась возможность решения подобных задач трехмерным (3D) математическим моделированием. Последнее позволяет обеспечить большую точность прогнозирования гидравлических характеристик, чем одномерный гидравлический расчет, поскольку содержит меньше упрощающих допущений (прежде всего – в отношении размерности пространства). На практике точность численных оценок ограничивается располагаемыми вычислительными ресурсами, совершенством используемых сеток, физико-математических моделей и вычислительных алгоритмов [3]. Систематические исследования влияния этих факторов на точность численных оценок гидравлических

характеристик и эффективность алгоритмов аэродинамической оптимизации КС ГТД не выполнялись, а опубликованные данные разрознены.

Цель настоящей работы – обобщить результаты выполненного авторами цикла исследований по совершенствованию гидравлических характеристик КС ГТД методами ВАГД, а именно: по рациональному выбору расчетной области и адекватных граничных условий (ГУ) при 3D моделировании течения в диффузорах, их аэродинамической оптимизации, по обоснованию целевых показателей точности расчетных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ и по использованию неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами.

Расчетная область и ГУ для 3D моделирования течения в диффузоре и КК

Поскольку условия течения в компрессоре влияют на его дальнейшее развитие в диффузоре [1], правильно было бы включить компрессор и КС в состав единой расчетной области. Однако такой расчет требует очень больших вычислительных затрат. Это вынуждает разработчиков ГТД ограничиваться поузловыми расчетами [4, 5].

В известных работах, посвященных аэродинамике отрывных диффузоров КС ГТД, вопросы влияния входной неравномерности потока на их гидравлическое сопротивление целенаправленно не исследовались. В работе [6] сообщается об экспериментально установленном факте определяющего влияния профиля скорости на входе в отрывной диффузор на потери полного давления в нем, но количественных данных не приведено. Различие между экспериментальными данными и результатами численных расчетов гидравлического сопротивления отрывных диффузоров КС ГТД, выполненных различными авторами, колеблется в широких пределах: от нескольких [4] до десятков процентов [5]. При этом распределение параметров потока на входе в КС, принимавшееся в расчетах и имевшее место в экспериментах, не сообщается.

В связи с этим авторами настоящей статьи было выполнено численное исследование влияния радиальной и окружной неравномерности распределения осредненной скорости и параметров турбулентности за компрессором на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора КС авиационного ГТД [7].

Стационарное несжимаемое течение моделировалось осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса, замыкаемыми моделью турбулентности Лаундера-Сполдинга. Расчетная область охватывала симметричную половину участка проточной части одnogорелочного сектора КС, включавшего преддиффузор и наружный КК (рис. 1, 2). Коэффициент гидравлического сопротивления ζ определялся как $\zeta = (p_1^* - p_2^*) / (0,5 \rho w_1^2)$, где p_1^* и p_2^* – среднемассовые значения полного давления в сечениях «1» и «2» соответственно; w_1 – среднемассовая скорость в сечении «1» (см. рис. 1).

Для оценки влияния радиальной неравномерности входного потока на гидравлическое сопротивление диффузора использовались три радиальных профиля осредненной скорости w – равномерный, «трубный», треугольный, и два профиля кинетической энергии турбулентности k и скорости ее диссипации ε – равномерный и «трубный», изображенные на рис. 3 в безразмерной форме ($\bar{h} = h / h_{\max}$ – относительная высота входного сечения; $\bar{w} = w / w_{\text{ср}}$; $\bar{k} = k / k_{\text{ср}}$; $\bar{\varepsilon} = \varepsilon / \varepsilon_{\text{ср}}$; индекс «ср» означает среднемассовое значение). «Трубные» профили получены в результате предварительного двухмерного расчета стабилизированного течения в КК постоянного сечения, имитирующем втулочную и полочную поверхности СА.

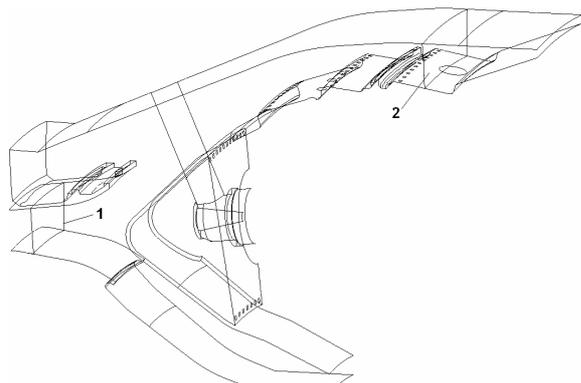


Рис. 1. Расчетная область и сечения, в которых определялись среднемассовые значения полного давления

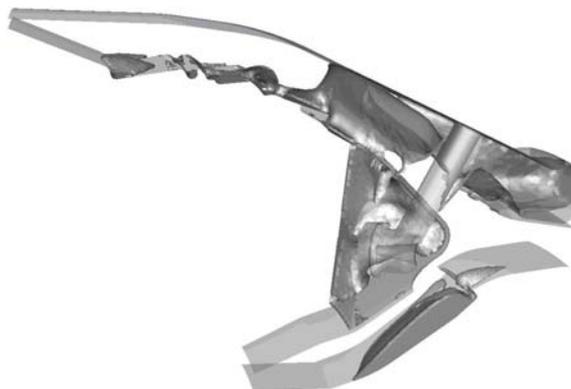
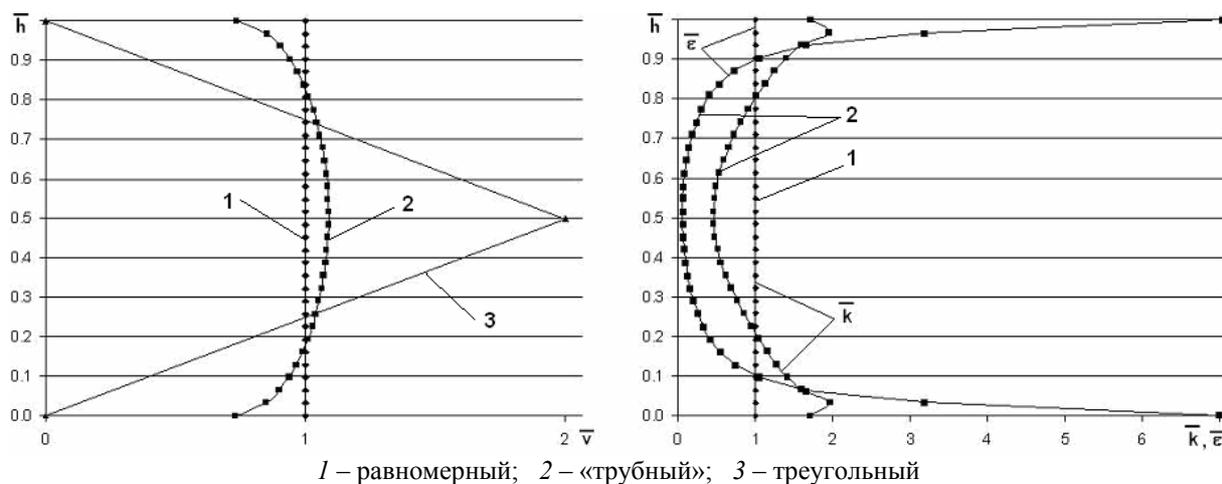


Рис. 2. Изоповерхности нулевой осевой скорости, рассчитанные при 3D «трубном» профиле параметров потока на входе в диффузор

Результаты численного моделирования показали изменение структуры течения с ростом радиальной неравномерности распределения скорости на входе в диффузор, в частности при треугольном профиле скорости расчет предсказал отрыв потока от нижней стенки преддиффузора (см. рис. 2). «Трубный» профиль скорости по сравнению с равномерным дал прирост расчетного значения ζ на 20 %, тогда как треугольный – более чем в 3,5 раза. При «трубном» распределении параметров турбулентности ζ оказалось на 4 % больше, чем при равномерном.



1 – равномерный; 2 – «трубный»; 3 – треугольный
Рис. 3. Радиальные профили относительных значений скорости (слева) и параметров турбулентности (справа) потока на входе в диффузор

Для исследования влияния градиентов скорости, k и ϵ в окружном направлении, обусловленных обтеканием лопаток СА, на гидравлическое сопротивление диффузора использовались трехмерные «трубные» профили, полученные из предварительного трехмерного расчета стабилизированного течения в КК с радиально установленными в нем бесконечно тонкими пластинами, имитирующими лопатки СА. Результаты численного моделирования показали, что при трехмерных профилях размер зоны отрыва потока от нижней стенки диффузора больше, и гидравлическое сопротивление диффузора на 10,5 % больше, чем при аналогичных двумерных профилях. Это согласуется с физическими представлениями и экспериментальными данными [8].

Аэродинамическая оптимизация диффузора КС

Профилирование диффузора, который должен тормозить поток с минимальными потерями полного давления, дозировано распределять воздух по зонам горения и создавать равномерное поле скорости перед ЖТ – это задача многокритериальной оптимизации. Вопросы применения ВАГД при решении оптимизационных задач наиболее полно разработаны в области лопаточных турбомашин [9]. В последнее время появились работы по оптимизации КС [10, 11]. Однако работы по аэродинамической оптимизации диффузоров КС авторам настоящей статьи не известны. Поэтому ими выполнена предварительная отработка алгоритма многокритериальной аэродинамической оптимизации на простом объекте [12], прототипом которого был диффузорный участок (рис. 4) топливоздушного смесителя каталитической КС ГТУ [13]. Задача двухкритериальной оптимизации состояла в нахождении минимума потерь полного давления и минимума неравномерности поля скорости на выходе из диффузора при ограничениях, накладываемых на изменяемые геометрические параметры – координаты x и y точки A на образующей конусного участка (рис. 5). Цикл

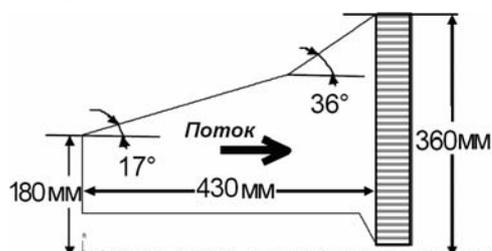


Рис. 4. Диффузорный участок топливоздушного смесителя каталитической КС [13]

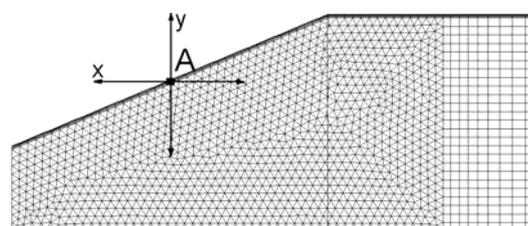


Рис. 5. Оптимизируемый объект

оптимизации объединял методы конструирования, анализа и оптимизации путем непрерывного автоматического взаимодействия между генератором сетки, ВАГД-кодом и оптимизатором.

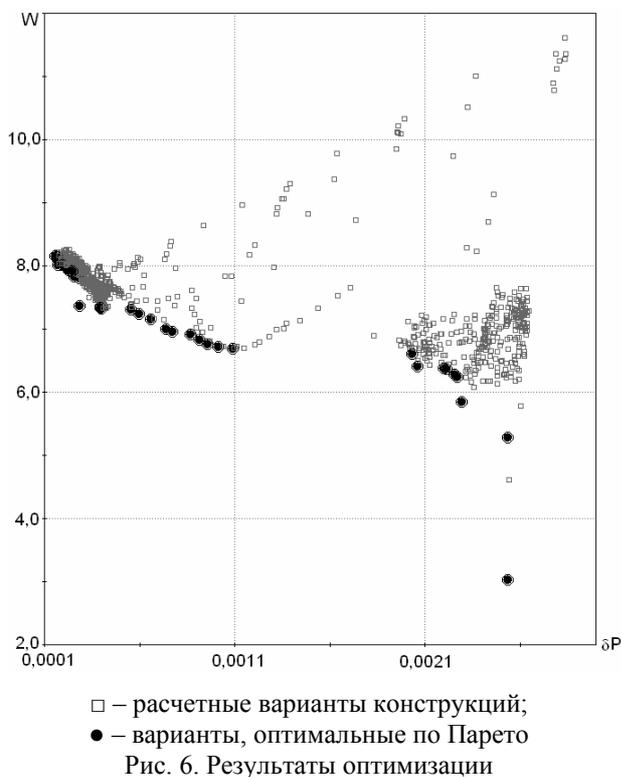


Рис. 6. Результаты оптимизации

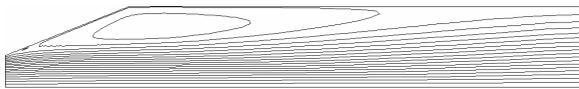
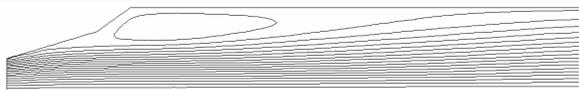
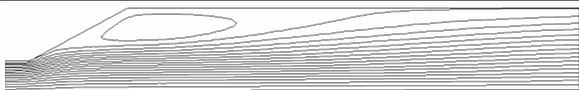
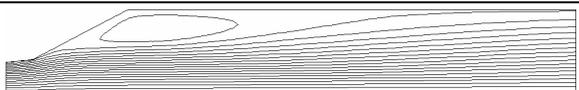
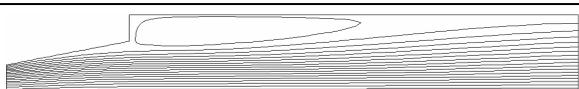
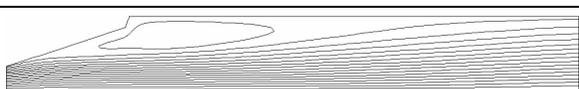
Расчетные сетки включали треугольные ячейки в области диффузора и прямоугольные ячейки на успокоительном участке (см. рис. 5). Треугольная сетка, в отличие от четырехугольной, вызывает меньше проблем при ее автоматической перестройке в процессе оптимизации [14]. В пристеночной области сетка также была выполнена четырехугольной для разрешения пограничного слоя. Потери давления δp определялись по разности среднemasовых значений полных давлений на входе и выходе из диффузора. Неравномерность поля скорости W на выходе из диффузора определялась по среднеквадратическому отклонению скоростей от среднemasового значения. В качестве алгоритма оптимизации использовалась математическая модель эволюционного

процесса, основанного на механизмах естественного отбора и наследования – многоцелевой генетический алгоритм MOGA-II [15], запускавшийся на выполнение с популяцией, содержащей 20 начальных конструкций и эволюционирующей 100 поколений.

На рис. 6 и в таблице приведены результаты двухкритериальной оптимизации диффузорного участка КС. Как видно из рис. 6, алгоритм сгенерировал две подобласти расчетных точек: одну – обеспечивающую минимальные потери; вторую – дающую более равномерный профиль скорости на выходе из диффузора. Наилучшие решения принадлежат множеству Парето [16]. Из числа таких решений для дальнейшего анализа было отобрано четыре варианта конструкций (см. таблицу): обеспечивающая минимальные потери полного давления (№ 3), обеспечивающая минимальную неравномерность поля скорости на выходе из диффузора (№ 1), и два промежуточных варианта (№ 2 и № 4). Течение в полученных в результате оптимизации областях диффузорного участка КС, согласуется с физическими представлениями [8]. Эвристически признан оптимальным вариант № 4 конструкции диффузорного участка, который обеспечил уменьшение потерь полного давления на 22 % и уменьшение неравномерности поля скорости на выходе из диффузора на 3,4 % по сравнению с исходным вариантом конструкции или на 3,7 % и 7,5 % соответственно по сравнению с реальным прототипом.

Таблица

Результаты двухкритериальной оптимизации диффузорного участка КС

Вариант	Расчетные линии тока	$x; y, \text{ мм}$	$\delta p, \%$	$W, \%$
Исходная		215; 270	0,0367	7,62
GE		315; 276	0,0298	7,96
№ 1		85; 180	0,1088	6,69
№ 2		95; 190	0,0597	7,24
№ 3		430; 265	0,0167	8,15
№ 4		415; 320	0,0287	7,36

Потребная точность расчета коэффициента расхода отверстий ЖТ

Желаемое распределение температуры газа перед турбиной достигается перемешиванием в КС ГТД горячих продуктов сгорания с поперечными струями холодного воздуха. Вопрос о влиянии возмущений коэффициента расхода отверстий на распределение температуры потока ниже по течению не изучен. Его исследование даст возможность правильно оценивать потребную точность расчета коэффициента расхода смесительных отверстий и стабильность температурного поля, формируемого смесителем, при наличии дестабилизирующих факторов (отклонений размеров и

формы отверстий, заусенцев на кромках и т.п.). Поэтому авторами настоящей статьи выполнен анализ чувствительности температурной неравномерности потока за смесителем к коэффициенту расхода отверстий [17] с помощью аналитических зависимостей, предложенных J. Holdeman и R. Walker [18] для обобщения выполненных ими измерений распределения температуры в области ниже по течению от ряда холодных струй, вдуваемых по нормали в горячий поток, ограниченный стенками. Поскольку в работе [18] результаты представлены в форме вертикальных профилей безразмерной относительной разности температур $\Theta = (T_\infty - T)/(T_\infty - T_j)$, где T – локальная температура торможения; T_∞ – температура торможения невозмущенного основного течения; T_j – температура торможения газа в струе, то в качестве критерия максимальной температурной неравномерности была принята относительная разность температур вдоль осевой линии $\Theta_{c,0}$, аппроксимируемая функцией

$$\Theta_{c,0} = \frac{AB\mu^{(C-1)} + 1}{B\mu^{-1} + 1}, \quad (1)$$

где $A = \left[\frac{1,452J^{-0,35}}{\left(\frac{X}{D}\right)} \right]^f$; $B = \frac{\left(\frac{H}{D}\right)\left(\frac{S}{D}\right)}{\sqrt{\frac{\rho_j}{\rho_\infty}} \sqrt{J} \frac{\pi}{4}}$; $C = 0,5f$; $f = 1,15 \sqrt{\frac{S}{H} / \left(1 + \frac{S}{H}\right)}$;

$J = (\rho_j V_j^2)/(\rho_\infty U_\infty^2)$; ρ_j и ρ_∞ – плотность струи и основного потока соответственно; V_j и U_∞ – скорость струи и основного потока соответственно; X – расстояние вниз по течению от оси отверстия; D – диаметр отверстия; H – высота канала; S – расстояние между осями соседних отверстий; μ – коэффициент расхода отверстия.

Количественно степень влияния μ на $\Theta_{c,0}$ оценивалась с помощью частных производных $a = \partial\Theta_{c,0}/\partial\mu$ или $b = a\mu_{ном}/\Theta_{c,0,ном}$, где индекс «ном» означает номинальные значения параметров, а a и b – соответственно абсолютный и относительный коэффициенты чувствительности [19]. Были выполнены расчеты коэффициентов чувствительности для $\mu_{ном} = 0,64$ и $\rho_j/\rho_\infty = 2,2$ при различных сочетаниях параметров, имевших место в опытах [18]. В исследованном диапазоне значений $J \approx 6...62$, $H/D = 4...16$, $S/D = 2...6$ и $X/H = 0,25...2$, характерных для условий КС ГТД, абсолютный коэффициент чувствительности изменялся в пределах $a = 0,12...0,42$, а относительный коэффициент чувствительности – в пределах $b = 0,16...0,45$ (то есть, отклонение μ на 1 % от его номинального значения приведет к изменению $\Theta_{c,0}$ на 0,16...0,45 %). Практическая значимость полученных результатов видна из следующих примеров.

Пример 1. В КС малоразмерных ГТД встречаются отверстия с $0,25 < \bar{\ell} < 1,5$, где $\bar{\ell} = \ell/D$ (ℓ – толщина стенки) и неустойчивым режимом истечения, в результате чего измерения коэффициентов расхода показывают большое рассеивание его значений (до 10 %) [20]. Из полученных выше результатов следует, что температурное поле, формируемое смесителем КС, весьма стабильно к возмущениям μ .

Пример 2. Целевой показатель абсолютной погрешности численных оценок максимального подогрева газа КС, сформулированный Н. Mongia [21], составляет $\Delta\Theta_{max} = \pm 0,03$. Исходя из полученных выше результатов абсолютная погрешность численных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ должна составлять не более $\Delta\mu = \Delta\Theta_{max}/a = 0,07...0,25$, а относительная (при $\Theta_{max,ном} = 0,3$) – не более $\delta\mu = \delta\Theta_{max}/\Theta_{max,ном}/b = 22...63$ %. Если погрешности расчетных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ превышают указанные выше значения, то обеспечить значение

$\Delta\Theta_{\max} = \pm 0,03$ невозможно.

Сеточный аспект численного расчета гидравлических характеристик КС

Теоретически, наряду с совершенствованием физико-математических моделей и численных процедур решения управляющих уравнений, повысить точность расчета гидравлических характеристик КС можно согласованием размеров, формы и расположения ячеек расчетной сетки с направлением течения и градиентами независимых переменных [3]. В условиях ограниченных вычислительных ресурсов выполнение первого условия ведет к применению неравномерных сеток, которые сгущены (имеют большее разрешение) там, где возможно появление больших градиентов независимых переменных. Выполнение второго условия возможно лишь отчасти и только на структурированных сетках. В силу геометрической сложности расчетной области пространства, в которой отыскивается численное решение задачи о течении в реальной КС, приходится разделять ее на подобласти (блоки), в которых возможно выделить хотя бы одно сеточное направление, соответствующее преобладающему направлению течения. Экономичной альтернативой обмену данными между блоками путем навязывания условия совпадения сеточных узлов на смежных границах блоков является использование неконформных (нестыкующихся) сеток и выделение в структурированной сетке иерархически вложенных неконформных блочных структур. Недостатком такого подхода является дополнительная погрешность интерполяции.

Применение блочно-структурированной неконформной сетки с иерархическими структурами в составе гибридной сетки, включавшей 2,75 млн. ячеек, при моделировании течения в одnogорелочном секторе КС ТРДДФ GTX-35VS Kaveri позволило Сриниваса Рао и др. [22] получить более точные численные оценки потерь полного давления в КС, чем Ананда Редди и др. [23], моделировавших тот же объект в аналогичной постановке на нерегулярной тетраэдрической сетке, включавшей 8,7 млн. ячеек. В то же время максимальные относительные различия между численными и измеренными оценками относительного массового расхода воздуха через отверстия ЖТ, полученные различными авторами на сетках, содержащих от 0,5 до 2,5 млн. ячеек, находятся в пределах от 15 % до 20 %, а на сетках, содержащих менее 0,3 млн. ячеек, превышают 70 % [24]. В связи с этим представляет интерес выяснить, какую топологию расчетной сетки предпочтительнее использовать, а также где и как следует измельчать сетку для получения приемлемой точности численных оценок гидравлических характеристик и неравномерности температурного поля газа на выходе реальных КС.

Такая попытка применительно к численным оценкам коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий ЖТ была впервые предпринята авторами работы [25] на основе решения тестовой задачи о течении в трубе с диафрагмой и продолжена в работе [26] на основе решения тестовой задачи об истечении воздуха через отверстие в тонкой стенке канала в неподвижную среду при наличии проходящего потока, что позволило уточнить методические приемы построения неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами в окрестности смесительных отверстий ЖТ.

Для проверки эффективности использования неконформных блочно-структурированных сеток с иерархическими структурами для численных оценок гидравлических характеристик и параметров неравномерности температурного поля газа на выходе КС малоразмерного ГТД авторами настоящей статьи были выполнены численные расчеты турбулентного течения с горением жидкого топлива в кольцевой противоточной КС ГТД АИ-450 [27]. Численное решение отыскивалось в пределах

расчетной области, охватывающей одnogорелочный сектор проточной части КС. Расчетная область покрывалась сетками различной топологии: конформной тетраэдрической № 1 (1561 тыс. ячеек); конформной гибридной № 2 (1830 тыс. ячеек); неконформной блочно-структурированной с иерархическими структурами № 3 (1530 тыс. ячеек) (рис. 7).

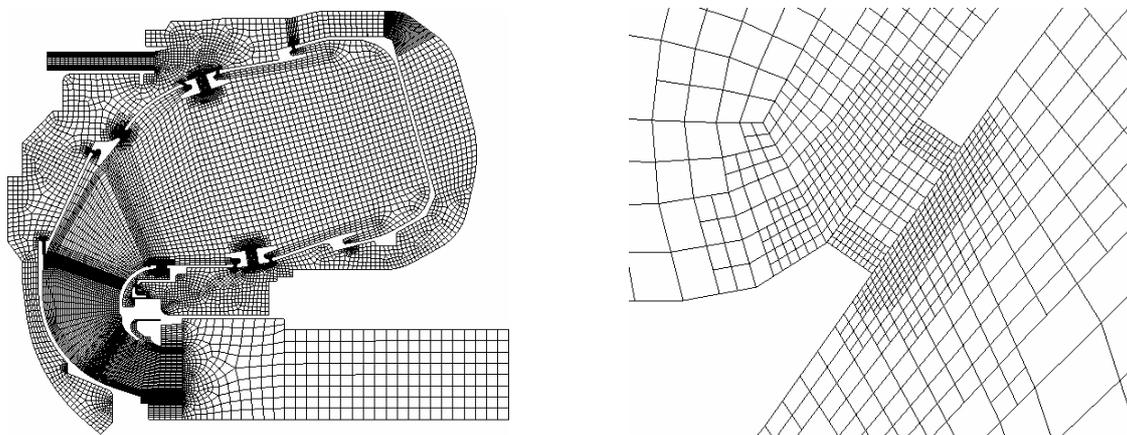


Рис. 7. Расчетная неконформная блочно-структурированная сетка с иерархическими структурами № 3 проточной части КС в меридиональном сечении, проходящем между форсунками (слева), и ее фрагмент в районе смесительного отверстия (справа)

Наилучшее соответствие численных оценок данным испытаний обеспечила неконформная блочно-структурированная сетка с иерархическими структурами № 3, которая дала различие в оценках потерь давления 22 %.

Заключение

Обобщены основные результаты выполненного авторами цикла исследований по совершенствованию гидравлических характеристик КС ГТД методами ВАГД и оптимизации. Перспективный способ обеспечения максимальной точности прогнозирования гидравлического сопротивления отрывных диффузоров КС ГТД видится в отказе от поузловых расчетов и включении компрессора и КС в состав единой расчетной области. Опробованный генетический алгоритм оптимизации целесообразно использовать при проектировании диффузоров КС. При условии поддержания достаточного разрешения в районе отверстий неконформные блочно-структурированные сетки с иерархическими структурами могут успешно конкурировать с конформными сетками по точности получаемых на них численных оценок гидравлических характеристик и параметров неравномерности температурного поля газа на выходе КС, имея при этом меньшее количество ячеек. В отличие от традиционного одномерного гидравлического расчета КС с заданием приближенных эмпирических значений коэффициентов расхода отверстий, численный расчет позволяет определить распределение воздуха по отверстиям, соответствующее тем значениям коэффициентов расхода, которые определяются конкретной трехмерной структурой течения в КС с учетом множества возмущающих факторов. Температурное поле, формируемое смесителем КС, весьма стабильно к возмущениям коэффициента расхода отверстий ЖТ; относительная погрешность его численных оценок не должна превышать 22...63 %. Направления дальнейших исследований авторы видят в установлении «нижнего» предела допустимой погрешности расчетных оценок коэффициента расхода отверстий ЖТ.

Список литературы: 1. *Лефевр А.* Процессы в камерах сгорания ГТД. – М.: Мир, 1986. – 566 с. 2. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев и др. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с. 3. Численное моделирование реагирующих потоков / Э. Оран, Дж. Борис. – М.: Мир, 1990. – 663 с. 4. Application of an Advanced CFD-Based Analysis System to the PW6000 Combustor to Optimize Exit Temperature Distribution – Part I: Description and Validation of the Analysis Tool / R.E. Malecki, Ch.M. Rhie, R.G. McKinney [et al.] // Proceedings of ASME TurboExpo 2001. New Orleans. June 4–7, 2001 (2001-GT-0062). – 9 pp. 5. Cold Flow Analysis of an Aero-Engine Gas Turbine Combustor Configuration / H.S. Muralidhara, T.R. Shembharkar, B.R. Pai [et al.] // Papers of XV ISABE. Bangalore. September 3–7, 2001 (ISABE-2001-1233) – 10 pp. 6. *Medic G.* On Coupling of RANS and LES For Integrated Computations of Jet Engines / G. Medic, D. You, G. Kalitzin // Proceedings of ASME TurboExpo 2007. Montreal. May 14-17, 2007 (GT2007-27096). – 7 pp. 7. *Костюк В.Е.* Влияние входной неравномерности потока на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора камеры сгорания авиационного ГТД. 2. Результаты вычислительного эксперимента / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, И.Ф. Кравченко и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 7. – С. 99-104. 8. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с. 9. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин: (Монография) / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов и др. – Х: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с. 10. *Despierre A.* Gas turbine combustor design using genetic algorithms / A. Despierre, P.J. Stuttaford, P.A. Rubini // Int. Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition. – Orlando. June 2-5, 1997 (ASME Paper 97-GT-72). – 10 pp. 11. Preliminary Gas Turbine Combustor Design Using a Network Approach / P.J. Stuttaford, P.A. Rubini // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Transactions of the ASME. – 1997. – Vol. 119. – P. 546-552. 12. Аэродинамическая оптимизация диффузорного участка камеры сгорания ГТД / Е.И. Кирилаш, В.Е. Костюк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 7. – С. 84-89. 13. Development of a Fuel and Air Mixer For an 11 MW Gas Turbine Catalytic Combustion System / R. Corr, T. Caron, J. Barnes [et al.] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2002. – Amsterdam. June 3-6, 2002 (GT-2002-30098). – 9 pp. 14. Выбор сетки и модели турбулентности для аэродинамической оптимизации отрывного диффузора камеры сгорания ГТД / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 7. – С. 90-94. 15. Генетические алгоритмы, искусственные нейронные сети и проблемы виртуальной реальности / Г.К. Вороновский, К.В. Махотило, С.Н. Петрашев и др. – Харьков: Основа, 1997. – 112 с. 16. Парето-оптимальные решения многокритериальных задач / В.В. Подиновский, В.Д. Ногин. – М.: Наука, 1982. – 256 с. 17. Чувствительность температурной неравномерности потока за дырчатым смесителем к отклонениям коэффициента расхода отверстий / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 9. – С. 51-53. 18. Mixing of a Row of Jets with a Confined Crossflow / J.D. Holdeman, R.E. Walker // AIAA Journal, Vol. 54, Feb. 1977. – P. 243-249. 19. Системы автоматизированного проектирования. Кн. 5. Автоматизация функционального проектирования / П.К. Кузьмик, В.Б. Маничев; под ред. И.П. Норенкова. – Минск: «Высшая школа», 1988. – 141 с. 20. *Шейнак А.А.* Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 1: Основы механики жидкости и газа. – М.: МГИУ, 2006. – 266 с. 21. *Mongia H.C.* A Synopsis of Gas Turbine Combustor Design Methodology Evolution of Last 25 Years // XV ISABE. – Bangalore, India. September 3–7, 2001 (ISABE-2001-1086). – 19 pp. 22. Performance Improvement of an Aero Gas Turbine Combustor / M. Srinivasa Rao, G. Sivaramakrishna // ASME Turbo Expo 2009: June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA (GT2009-59928). – 6 pp. 23. Non-reacting Flow Analysis from Combustor Inlet to Outlet using Computational Fluid Dynamics Code / G. Ananda Reddy, V. Ganesan // Defence Science Journal. – 2004. – Vol. 54, No. 4. – P. 455-467. 24. Анализ точности численных оценок гидравлических характеристик и неравномерности температурного поля газа камер сгорания ГТД методами вычислительной аэрогидродинамики (обзор) / Е.И. Кирилаш, В.Е. Костюк // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 8. – С. 18-23. 25. *Костюк В.Е.* Оптимальное размельчение сетки для численного расчета коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий жаровой трубы / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, В.Н. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 1. – С. 73-82. 26. Экономичный метод повышения точности численного расчета коэффициентов расхода смесительных отверстий жаровой трубы / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш, Д.В. Козел и др. // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 1. – С. 53-59. 27. Численное моделирование гидравлических характеристик и температурного поля газа камеры сгорания малоразмерного ГТД / В.Е. Костюк, Е.И. Кирилаш // Вестник двигателестроения. – 2010. – № 2. – С. 124-135.

© Костюк В.Е., Кирилаш Е.И., 2011
Поступила в редколлегию 14.02. 11