

УДК 621.43.056

В.Е. КОСТЮК<sup>1</sup>, Е.И. КИРИЛАШ<sup>1</sup>, В.Н. ГУСЕВ<sup>2</sup><sup>1</sup> *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина*<sup>2</sup> *ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина*

## ОПТИМАЛЬНОЕ РАЗМЕЛЬЧЕНИЕ СЕТКИ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ РАСХОДА И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ОТВЕРСТИЙ ЖАРОВОЙ ТРУБЫ

*Исследовано влияние топологии и разрешения расчетных сеток на точность численных оценок коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий жаровой трубы камер сгорания газотурбинных двигателей на основе решения тестовой задачи о течении в трубе с диафрагмой. Для численного моделирования отрывного течения использованы осредненные по Рейнольдсу стационарные уравнения Навье – Стокса несжимаемой жидкости, замыкаемые моделью турбулентности Ши. Выработаны методические приемы достижения максимальной точности численных оценок указанных параметров.*

**Ключевые слова:** жаровая труба, смесительные отверстия, коэффициент расхода, гидравлическое сопротивление, численное моделирование, параметры расчетной сетки, анализ точности.

### Введение

Показатели качества работы камеры сгорания ГТД (КС) во многом определяются ее гидродинамикой. Важным вопросом проектирования КС является определение количества, размеров, формы и расположения отверстий жаровой трубы (ЖТ), обеспечивающих внутри нее такое распределение потоков воздуха, чтобы были надежное зажигание, эффективное и устойчивое горение, требуемое охлаждение стенок и необходимое поле температуры газа перед турбиной, при приемлемом гидравлическом сопротивлении. Традиционно этот вопрос предварительно решается одномерным гидравлическим расчетом «холодной» КС и окончательно – ее экспериментальной доводкой. В настоящее время, благодаря развитию методов вычислительной аэрогидродинамики (CFD), появилась возможность решения подобных задач трехмерным математическим моделированием всей совокупности процессов в КС: течения, горения, сложного теплообмена, диффузии, турбулентного перемешивания топливовоздушных и газовых потоков. Повышение точности таких расчетов – актуальная научная задача, имеющая большое практическое значение.

Коэффициенты расхода отверстий ЖТ относятся к числу доминантных факторов, влияющих на распределение воздуха внутри нее [1], а их гидравлическое сопротивление определяет термодинамическую эффективность двигателя [2]. Поэтому важно обеспечить максимальную точность их численных оценок. Теоретически, наряду с совершенство-

ванием физико-математических моделей процессов и численных процедур решения управляющих уравнений, этого можно достичь согласованием размеров, формы и расположения ячеек расчетной сетки с направлением течения и градиентами независимых переменных. На практике последнее условие невозможно выполнить лишь частично, поскольку структура течения заранее точно неизвестна, а общее количество ячеек ограничено располагаемыми вычислительными ресурсами.

Опубликованные результаты систематического исследования влияния параметров сетки на точность численных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ и гидравлического сопротивления перетеканию потока через них отсутствуют. Однако важность такого исследования очевидна.

Типичная область пространства, в которой отыскивается численное решение задачи о трехмерном турбулентном течении в реальной КС, геометрически сложна, многосвязна и разномасштабна. Последнее свойство можно количественно оценить отношением максимального характерного размера расчетной области (например, длины КС) к минимальному характерному размеру ее элемента (например, диаметру наименьшего отверстия ЖТ), которое, как правило, измеряется сотнями. Общее количество отверстий ЖТ, приходящихся даже на однопорочный сектор КС, также исчисляется сотнями. Отмеченные особенности, наряду с ограниченными возможностями современных сеточных генераторов, вынуждают искать компромисс между точностью численной модели, вычислительными ре-

сурсами и трудозатратами на построение расчетной сетки. В результате задача построения сетки, обеспечивающей максимальную точность численных оценок коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления отверстий ЖТ при наличии ограничений на вычислительные и трудовые ресурсы, не является тривиальной.

В работе Р.И. Ганиева и др. [3] доказана возможность двумерного численного расчета коэффициента расхода  $\mu$  отверстия в тонкой стенке ( $\bar{\ell} = \ell/D_0 = 0,02$ , где  $D_0$  – диаметр отверстия;  $\ell$  – толщина стенки) с относительной погрешностью  $|\delta_\mu| < 0,75\%$  с помощью CFD-кода Fluent 6.2. Для этого, по мнению авторов, при построении сетки необходимо обеспечить выполнение условия  $\tilde{y}^+ \leq 0,025$  на цилиндрической поверхности отверстия в стенке, что соответствует относительному поперечному размеру граничной ячейки  $h_{y1}/D_0 < 10^{-6}$  или  $h_{y1}/\ell < 5 \cdot 10^{-5}$ . Величина  $\tilde{y}^+$  представляет собой усредненное по длине значение параметра  $y^+ = yu^+/\nu$ , где  $y$  – расстояние от стенки до центра граничной ячейки;  $u^+ = \sqrt{\tau_w/\rho}$  – динамическая скорость,  $\tau_w$  – напряжение трения на стенке;  $\nu, \rho$  – кинематическая вязкость и плотность соответственно.

Выполнение указанного условия означает, что при решении задачи в двумерной осесимметричной постановке на неструктурированной сетке с треугольными ячейками на цилиндрической поверхности отверстия в стенке их нужно уложить не менее 20 тыс. шт. Использование сетки, составленной из прямоугольников с отношением длин сторон у стенки 1:10, позволяет уменьшить количество ячеек на порядок, то есть до 2 тыс. шт. на цилиндрической поверхности отверстия. Учитывая, что общее количество отверстий ЖТ, приходящихся на одnogорелочный сектор КС, исчисляется сотнями, а количество смесительных отверстий – десятками, обеспечить такое разрешение трехмерной сетки хотя бы

для смесительных отверстий крайне сложно, а для всех отверстий – практически невозможно.

В то же время вполне возможно, что для обеспечения приемлемой точности численных оценок основных показателей качества работы КС (например, полноты сгорания топлива, потерь полного давления в КС, неравномерности температурного поля в ее выходном сечении, температурного состояния стенок ЖТ, уровней выбросов вредных веществ и т.п.), такая высокая точность численных оценок коэффициентов расхода отверстий ЖТ не требуется.

Кроме того, представляется спорным утверждение авторов работы [3] о необходимости подробного разрешения сеткой ламинарного подслоя на цилиндрической поверхности отверстия при невнимании к другим, более существенным, особенностям течения.

Цель настоящего исследования состоит в выяснении того, какую именно топологию расчетной сетки предпочтительнее использовать, а также где именно и как именно следует размельчать сетку для получения максимально достижимой на располагаемых вычислительных ресурсах точности численных оценок коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления смесительных отверстий ЖТ реальных КС.

## 1. Методика исследования

Для достижения поставленной цели были выполнены численные расчеты течения в одиночном отверстии.

В качестве объектов исследования выбраны смесительные отверстия ЖТ КС ТРДД АИ-222-25 с  $\bar{\ell} = 0,098$  (рис. 1, а) и КС ТРДДФ GTX-35VS Kaveri с  $\bar{\ell} = 0,071$  [4] (рис. 1, б).

Исследование проводилось в двумерной осесимметричной и трехмерной постановках для несжимаемого стационарного течения, моделировавшегося осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье – Стокса, замыкаемыми моделью турбулентности  $k - \varepsilon$  Ши и др. [5] со стандартными функция-

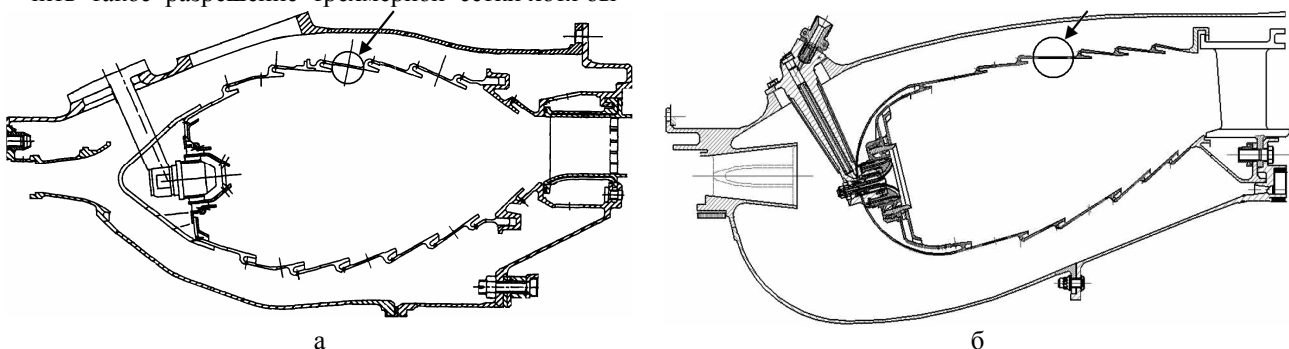


Рис. 1. Объекты исследования – смесительные отверстия ЖТ КС АИ-222-25 (а) и КС GTX-35VS Kaveri (б)

ми стенки при  $\tilde{y}^+ \geq 30$  и функциями стенки повышенной точности при  $\tilde{y}^+ < 30$ . Расчетная область представляла собой трубу круглого сечения ( $L/D_1 = 7$ , где  $L$  и  $D_1$  – длина и диаметр трубы соответственно), на расстоянии  $2,5D_1$  от входа в которую установлена тонкая стенка (диафрагма) с цилиндрическим отверстием соответствующего диаметра. Площадь поперечного сечения этого отверстия  $F_0$

составляла 8 % площади поперечного сечения трубы  $F_1$ .

Расчетная область покрывалась сетками различной топологии (рис. 2, 3). Параметры, характеризующие разрешение сеток, приведены в табл. 1 и 2 ( $n_\ell$  и  $n_{R_0}$  – соответственно количество ячеек на цилиндрической поверхности отверстия и на его радиусе: числитель – на пристеночном участке, знаменатель – в ядре течения).

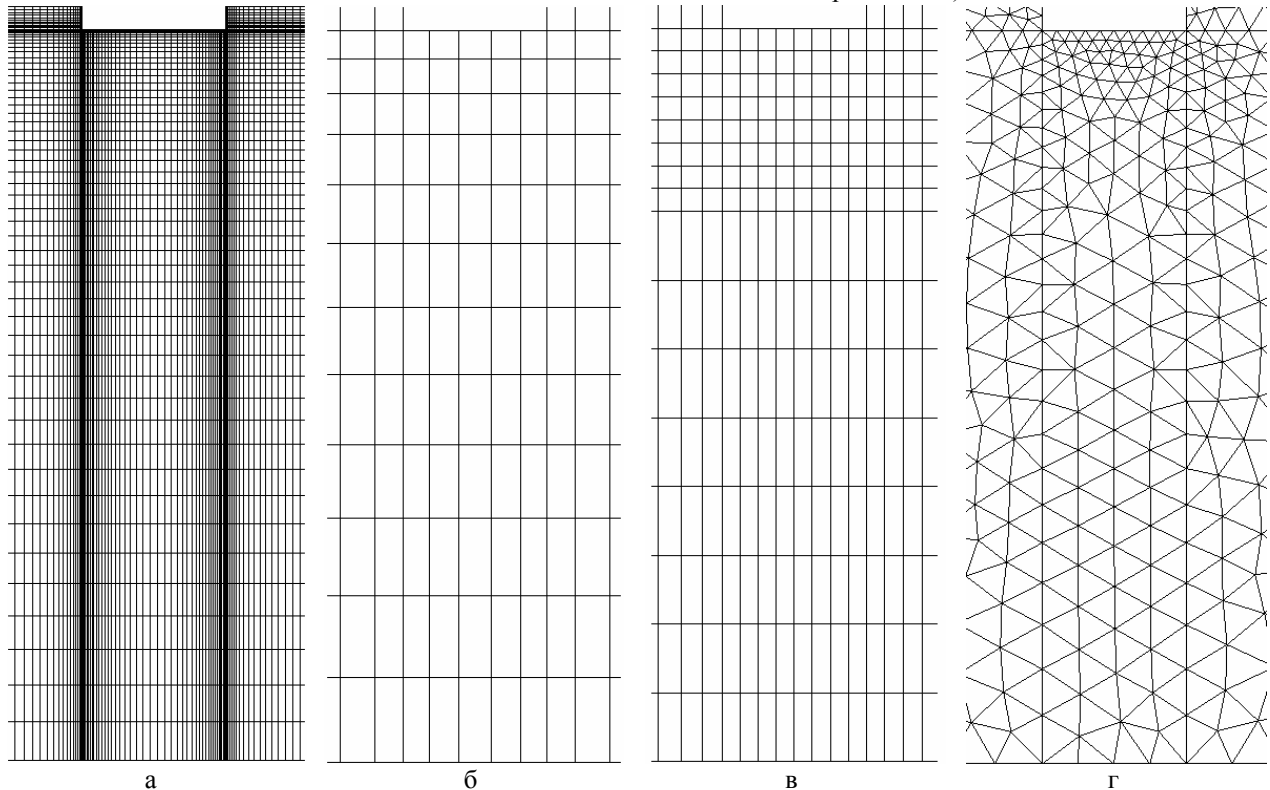


Рис. 2. Фрагменты двумерных расчетных сеток: а – топологии № 1 (прямоугольная с сеточным пограничным слоем (ПС)); б – топологии № 2 (прямоугольная без сеточного ПС); в – топологии № 3 (прямоугольная, кусочно-равномерная с уменьшенным в 2,7 раза поперечным размером ячеек  $h_y$  на участке  $y/R_0 = 0,75 \dots 1,0$ , где  $R_0$  – радиус отверстия в стенке); г – топологии № 4 (треугольная)

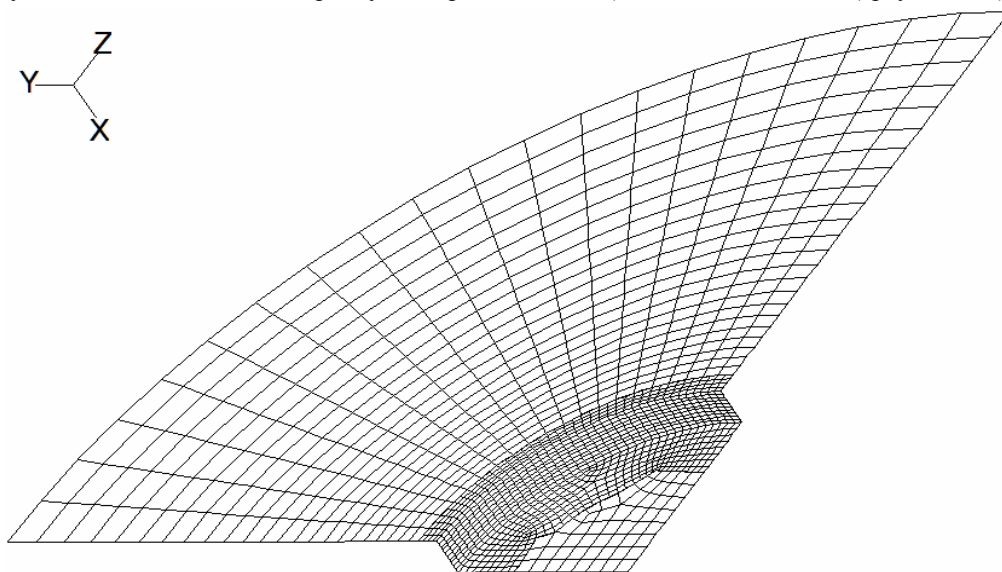


Рис. 3. Фрагмент трехмерной расчетной сетки (гексаэдральная, кусочно-равномерная с уменьшенным в 2 раза поперечным размером ячеек  $h_y$  на участке  $y/R_0 \approx 0,66 \dots 1,0$ )

В качестве граничных условий на входе в расчетную область задавался массовый расход с равномерным профилем скорости, интенсивность турбулентности ( $I = 10\%$ ) и гидравлический диаметр, а на выходе ставилось условие постоянства статического давления в поперечном сечении. Число Рейнольдса в отверстии поддерживалось равным  $Re_0 = 1,1 \cdot 10^5$ .

Численное интегрирование дифференциальных уравнений в частных производных осуществлялось итерационно методом контрольного объема с использованием схемы аппроксимации конвективных членов третьего порядка точности MUSCL Ван Лири [6]. Уравнение неразрывности в пределе малых чисел Маха удовлетворялось с помощью процедуры коррекции давления SIMPLE [7].

Таблица 1

Численные оценки коэффициентов расхода, полученные на различных сетках

№ расчета	Постановка	Топология	$\frac{h_{y1}}{\ell}$	$n_{R_0}$	$n_\ell$	$\tilde{y}^+$	$\mu_{ch}$	$\mu$	$\delta_\mu, \%$
КС АИ-222-25									
1	2D	№ 1	0,0027	44	58	0,44	0,602	0,59	2,0
2	2D	№ 1	0,1	20	9	13,4	0,601	0,59	1,8
3	2D	№ 2	0,2	12	5	36,2	0,649	0,59	9,9
4	2D	№ 2	0,4	9	3	70,3	0,663	0,59	12,4
5	2D	№ 4	1,25	4	1	98,3	0,742	0,59	25,7
6	2D	№ 4	0,1	26	10	7,5	0,598	0,59	1,3
7	2D	№ 3	0,32	4/4	4	53,4	0,615	0,59	4,2
7a	2D	№ 3	0,32	4/4	4	61,8	0,615	0,59	4,2
8	2D	№ 3	0,16	8/8	8	27,7	0,603	0,59	2,2
8a	2D	№ 3	0,16	8/8	8	28,9	0,604	0,59	2,3
8б	3D	№ 3	0,21	~8/8	400	37,0	0,612	0,59	3,7
9	2D	№ 3	0,04	32/32	32	5,5	0,602	0,59	2,0
9a	2D	№ 3	0,04	32/32	32	5,5	0,601	0,59	1,9
КС GTX-35VS Kaveri									
10	2D	№ 3	0,44	4/4	6	98,56	0,619	0,59	5,0
11	2D	№ 3	0,22	8/8	12	30,56	0,604	0,59	2,4

Таблица 2

Численные оценки коэффициентов гидравлического сопротивления, полученные на различных сетках

№ расчета	Постановка	Топология	$\frac{h_{y1}}{\ell}$	$n_{R_0}$	$n_\ell$	$\tilde{y}^+$	$\zeta_{ch}$	$\zeta$	$\delta_\zeta, \%$
КС АИ-222-25									
7	2D	№ 3	0,32	4/4	4	53,4	393,0	386,5	1,7
7a	2D	№ 3	0,32	4/4	4	55,8	381,8	386,5	-1,2
8	2D	№ 3	0,16	8/8	8	27,7	406,9	386,5	5,3
8a	2D	№ 3	0,16	8/8	8	28,9	393,4	386,5	1,8
8б	3D	№ 3	0,21	~8/8	400	37,0	396,0	386,5	2,5
9	2D	№ 3	0,04	32/32	32	5,5	406,5	386,5	5,2
9a	2D	№ 3	0,04	32/32	32	5,5	393,8	386,5	1,9

Численные оценки коэффициента расхода отверстия и коэффициента гидравлического сопротивления протеканию потока через трубу с диафрагмой определялись по формулам (1) и (2) соответственно:

$$\mu_{ch} = \frac{G}{F_0 \sqrt{2 \cdot \rho (p_{вх}^* - p_{сж})}}, \quad (1)$$

$$\zeta_{ch} = \frac{p_{вх}^* - p_{вых}^*}{\rho w_{вх}^2 / 2}, \quad (2)$$

где  $G$  – массовый расход воздуха через отверстие;  $F_0$  – площадь сечения отверстия;  $\rho$  – плотность;

$p_{вх}^*$  и  $w_{вх}$  – среднemasовые значения полного давления и скорости на входе в расчетную область соответственно;  $p_{вых}^*$  – среднemasовое значение полного давления на выходе из расчетной области;  $p_{сж}$  – статическое давление в сжатом сечении струи.

Точность численных расчетов оценивалась путем сравнения их результатов со справочными данными [8], согласно которым коэффициент расхода отверстия в тонкой стенке ( $\bar{\ell} \leq 0,1$ ) при  $Re_0 \geq 10^5$  определяется по формуле (3), а коэффициент гид-

равлического сопротивления протеканию потока через трубу с диафрагмой – по формуле (4):

$$\mu = \frac{1}{1 + 0,707\sqrt{A}}, \quad (3)$$

$$\zeta = \zeta_{\text{тр}} + \zeta_0, \quad (4)$$

где  $A = 1 - (F_0/F_1)$ ;  $\zeta_{\text{тр}} = \lambda(L - \ell)/D_1$  – коэффициент сопротивления трения при течении по прямой трубе;  $\zeta_0$  – коэффициент гидравлического сопротивления перетеканию потока через отверстие в стенке ( $\bar{\ell} > 0,015$ ), установленной в прямой трубе, при  $Re_0 > 10^5$ , определяемый по формуле

$$\zeta_0 = \left( 0,5A^{0,75} + \tau A^{1,375} + A^2 + \lambda \frac{\ell}{D_0} \right) B^2, \quad (5)$$

где  $B = F_1/F_0$ ;  $\lambda$  – коэффициент трения гладкостенной трубы круглого сечения, определяемый при  $Re > 4000$  по формуле Филоненко – Альтшуля:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,64)^2}; \quad (6)$$

$\tau$  – коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки, формы входной кромки отверстия и условий протекания потока через него:

$$\tau = (2,4 - \bar{\ell}) \cdot 10^{-\varphi(\bar{\ell})}, \quad (7)$$

$$\varphi(\bar{\ell}) = 0,25 + 0,5351 \bar{\ell}^8 / (0,05 + \bar{\ell}^7). \quad (8)$$

Относительное различие между численными оценками параметров и справочными данными вычислялось по формуле

$$\delta_\varphi = \frac{\varphi_{\text{ч}} - \varphi}{\varphi} \cdot 100\%, \quad (9)$$

где  $\varphi_{\text{ч}}$  и  $\varphi$  – численная и справочная оценки параметра соответственно.

## 2. Результаты исследования

Результаты расчетов течения воздуха через смесительное отверстие ЖТ КС ТРДД АИ-222-25 показаны лены на рис. 4. Численные оценки коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления и их погрешности приведены в табл. 1 и 2 соответственно.

Из табл. 1 видно, что в целом размельчение сеток любой топологии, обеспечивающее уменьшение  $\tilde{y}^+$  примерно от 100 до 10, устойчиво снижает погрешность численного расчета коэффициента расхода  $\delta_\mu$ . В то же время разрешение сеткой ламинарного подслоя ( $\tilde{y}^+ < 1$ ) не дает прироста точности расчета. Сравнение результатов расчетов, выполненных на сетках различной топологии, показывает, что для достижения максимальной точности чис-

ленного расчета коэффициента расхода смесительных отверстий ЖТ целесообразно использовать сетки с максимальным разрешением топологий № 1, 3 и 4. Топология № 3 обеспечивает одинаковое с топологиями № 1 и 4 значение  $\tilde{y}^+$  при меньшем количестве ячеек, а отсутствие в ней растяжек уменьшает ошибки аппроксимации. Топология № 1 наиболее сложна и трудоемка в построении и обеспечении приемлемого качества (из-за наличия сеточного ПС), особенно в 3D. Топология № 4, напротив, характеризуется наименьшими трудозатратами, но из-за принципиальной несогласованности ориентации граней ячеек с направлением течения ей присущи наибольшие ошибки аппроксимации.

Сопоставление структуры течения воздуха в районе отверстия (см. рис. 4) с данными табл. 1 позволяет заключить, что для увеличения точности численного расчета коэффициента расхода отверстия важно подробно разрешать сеткой не столько ПС на цилиндрической поверхности отверстия в стенке, сколько формирующийся, начиная от его передней кромки, слой смешения между высокоскоростной суживающейся струей воздуха, протекающего через отверстие, и низкоскоростным вихревым течением, омывающим цилиндрическую поверхность отверстия в стенке. Именно этим обстоятельством обусловлена одинаковая точность, достигнутая в расчетах № 1 и № 9, несмотря на то, что в расчете № 1 ПС на цилиндрической поверхности отверстия в стенке разрешен очень подробно ( $h_{y1}/\ell = 0,0027$ ,  $\tilde{y}^+ = 0,44$ ), тогда как в расчете № 9 – значительно грубее ( $h_{y1}/\ell = 0,04$ ,  $\tilde{y}^+ = 5,5$ ). Все дело в том, что в обоих расчетах упомянутый выше слой смешения в среднем разрешен примерно одинаково и достаточно подробно (учитывая его большую толщину по сравнению с ПС): в расчете № 1 это разрешение постоянно ( $h_{y1}/\ell = 0,04$ ), в расчете № 9 оно изменяется от  $h_{y1}/\ell = 0,0027$  у передней кромки отверстия до  $h_{y1}/\ell \approx 0,15$  в его выходном сечении.

Таким образом, обеспечение малых значений  $\tilde{y}^+$  с целью подробного разрешения пограничного слоя на цилиндрической поверхности отверстия в тонкой стенке не является решающим условием для достижения высокой точности численного расчета коэффициента расхода. Для достижения высокой точности указанного расчета важно подробно разрешить сеткой слой смешения, тогда как в ядре потока допустим больший размер ячеек. Из рис. 4 видно, что для подробного разрешения слоя смешения достаточно размельчать сетку на прилегающем к ци-

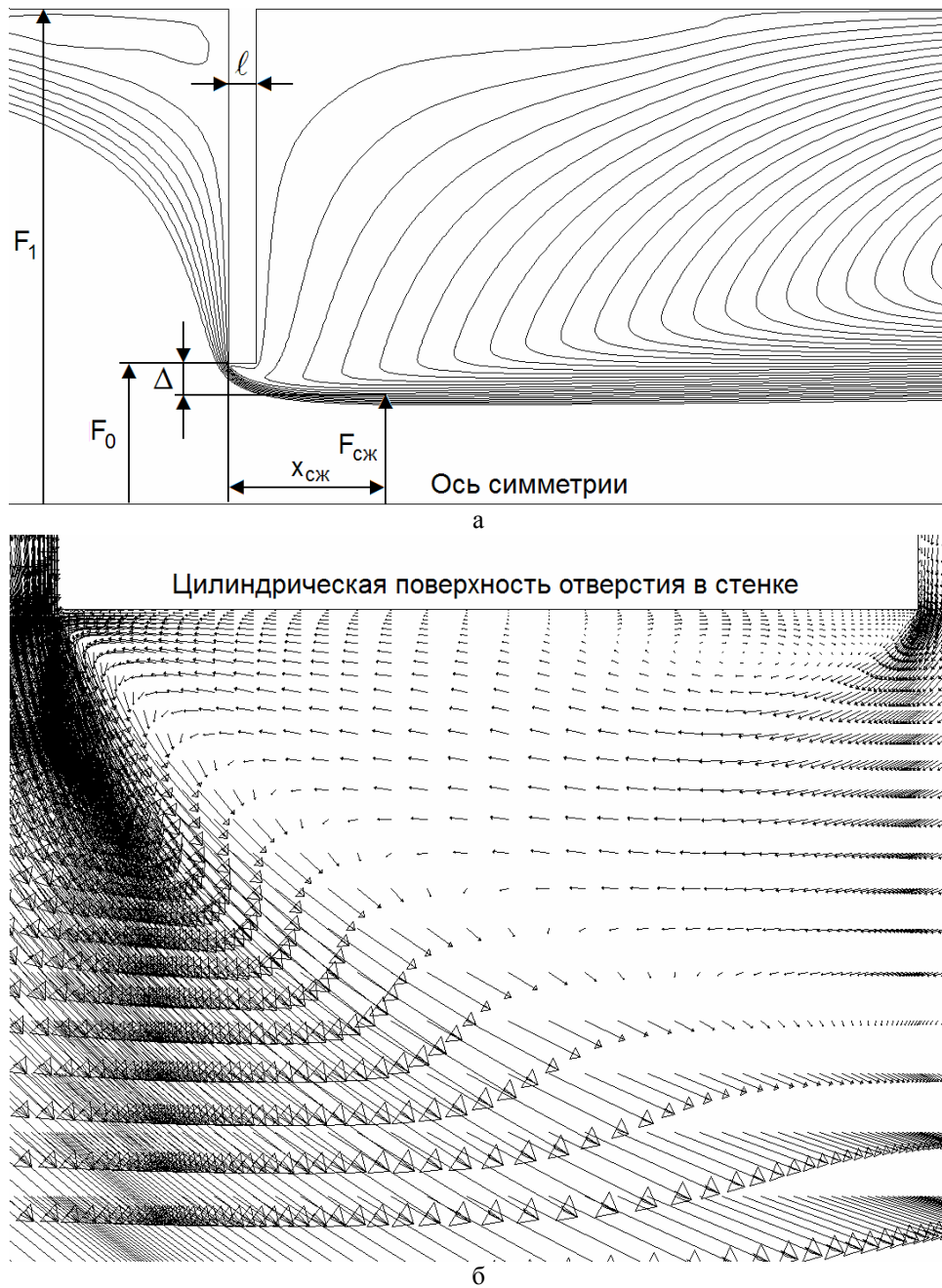


Рис. 4. Результаты численных расчетов: а – линии тока (расчет № 9); б – векторы скорости (расчет № 1)

линдрической поверхности отверстия участке толщиной  $\Delta \approx R_0 - R_{сж}$ . Отсюда, полагая  $\mu \approx F_0/F_{сж}$ , после несложных преобразований получим соотношение

$$\bar{\Delta} = \Delta/D_0 \approx 0,5(1 - \sqrt{\mu}), \quad (10)$$

которым удобно пользоваться при построении сетки.

Поперечный размер  $i$ -й ячейки  $h_{y,i}$ , лежащей в слое смещения, для кусочно-равномерных сеток, построенных с учетом соотношения (10), совпадает с поперечным размером граничной ячейки  $h_{y,1}$ , а для сеток, растянутых по закону геометрической

прогрессии, связан с ним формулой

$$h_{y,i} = h_{y,1}q^{i-1} \quad h_{y,i} = h_{y,1}q^{i-1}, \quad i \in \{1, \dots, n\}, \quad (11)$$

где  $q$  – знаменатель геометрической прогрессии (коэффициент растяжки сетки),  $n$  – количество слоев сетки на радиусе отверстия.

Поэтому при построении сетки наряду с изложенными выше соображениями возможно ориентироваться на определенное значение безразмерного расстояния от стенки до центра граничной ячейки  $y^+$ . Из табл. 1 видно, что для рассмотренной выше задачи погрешность численной оценки коэффициента расхода, близкая к погрешности формулы (3) (порядка нескольких процентов [9]), обеспечивается

при  $\tilde{y}^+ \approx 30$ , что соответствует нижней границе полнотью турбулентной зоны ПС, где справедлив логарифмический закон осредненной скорости. Поскольку значение  $\tilde{y}^+$  можно определить только постфактум, т.е. после выполнения численного расчета, то для приближенной оценки порядка величины потребного поперечного размера граничной ячейки  $h_{y1}^* = 2y$  на этапе построения сетки можно воспользоваться формулой (12) для турбулентного течения в трубе диаметром  $D_0$  с осредненной по поперечному сечению скоростью  $\bar{w}_0$  [10]:

$$y = \frac{y^+ D_0^{0,125} v^{0,875}}{0,199 \bar{w}_0^{0,875}}. \quad (12)$$

Гидравлическое сопротивление перетеканию потока через отверстие в стенке обусловлено изменением скорости и направления течения, отрывом потока от стенок, вихреобразованием и интенсивным турбулентным перемешиванием потока. Эти явления усиливают обмен количеством движения между частицами движущегося воздуха (т.е. трение), повышая диссипацию энергии. Возмущения потока, вызванные его перетеканием через отверстие в стенке, распространяются на значительное расстояние вверх и особенно вниз по течению – при течении в трубе с диафрагмой, как минимум, до точек присоединения угловых вихрей. Поэтому следует ожидать, что для точной оценки гидравлического сопротивления протеканию потока через трубу с диафрагмой недостаточно размельчать сетку только в пределах толщины стенки и на ближайшем удалении от нее, как это делалось при расчете коэффициента расхода.

Для проверки данного предположения было выполнено шесть расчетов коэффициента гидравлического сопротивления протеканию потока через трубу с диафрагмой: три расчета (№ 7, 8 и 9) на сетках различного разрешения, размельченных вблизи диафрагмы (рис. 5, а), и три расчета (№ 7а, 8а и 9а) на сетках, аналогичных сеткам, использованным в расчетах № 7, 8 и 9, но с дополнительным размельчением в области угловых вихрей (рис. 5, б).

Как видно из полученных результатов, дополнительное размельчение сетки в областях угловых вихрей, действительно, существенно повышает точность расчета коэффициента гидравлического сопротивления, особенно на мелких сетках (см. табл. 2), практически не сказываясь на численных оценках коэффициента расхода (см. табл. 1).

Справедливость основных положений, установленных при моделировании течения воздуха через смесительное отверстие ЖТ в двухмерной постановке, подтверждают результаты трехмерного

моделирования того же объекта (расчет № 8б) на сетке, изображенной на рис. 3. Из табл. 1 и 2 видно, что достигнутые в трехмерном расчете № 8б различия между численными и справочными оценками коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления, превышают аналогичные различия, полученные в двухмерном расчете, но не выходят за пределы погрешности справочных данных.

Приближенно оценим вычислительные ресурсы, необходимые для достижения такой же точности расчета коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления всех смесительных отверстий при трехмерном численном моделировании течения в одnogорелочном отсеке реальной КС на примере КС ТРДД АИ-222-25. Из рис. 3 видно, что фрагмент трехмерной сетки, охватывающий область пространства внутри 1/4 части цилиндрического отверстия, содержит 3860 ячеек. Соответственно фрагмент, охватывающий область пространства внутри всего отверстия, должен включать 15440 ячеек. На одnogорелочный отсек ЖТ КС ТРДД АИ-222-25 приходится 20 смесительных отверстий.

Следовательно область пространства, занятая этими отверстиями в пределах толщины стенки ЖТ, должна включать 308800 ячеек. Учитывая, что для обеспечения точности расчета гидравлического сопротивления недостаточно размельчать сетку только в пределах толщины стенки, но необходимо также достаточно подробно разрешать сеткой область возмущенного перетеканием через отверстие потока, простирающуюся на значительное расстояние от стенки, становится очевидным, что общее количество ячеек расчетной сетки вряд ли возможно удерживать в пределах 2 – 3 млн., обычно используемых при трехмерном моделировании одnogорелочных отсеков КС.

В связи с этим актуально установить количественную связь между точностью численных оценок гидравлических параметров и точностью численных оценок основных показателей качества работы КС.

## Заключение

В результате выполненного исследования установлено, что для получения максимальной точности численных оценок коэффициентов расхода смесительных отверстий ЖТ важно подробно разрешать сеткой слой смешения между струей воздуха, протекающей через отверстие, и вихревым течением, омывающим его цилиндрическую поверхность. Для этого предпочтительнее использовать кусочно-равномерные расчетные сетки, размельченные на прилегающем к цилиндрической поверхности участке толщиной  $\Delta \approx R_0(1 - \sqrt{\mu})$ . Поддержание размера граничной ячейки, обеспечивающего значение

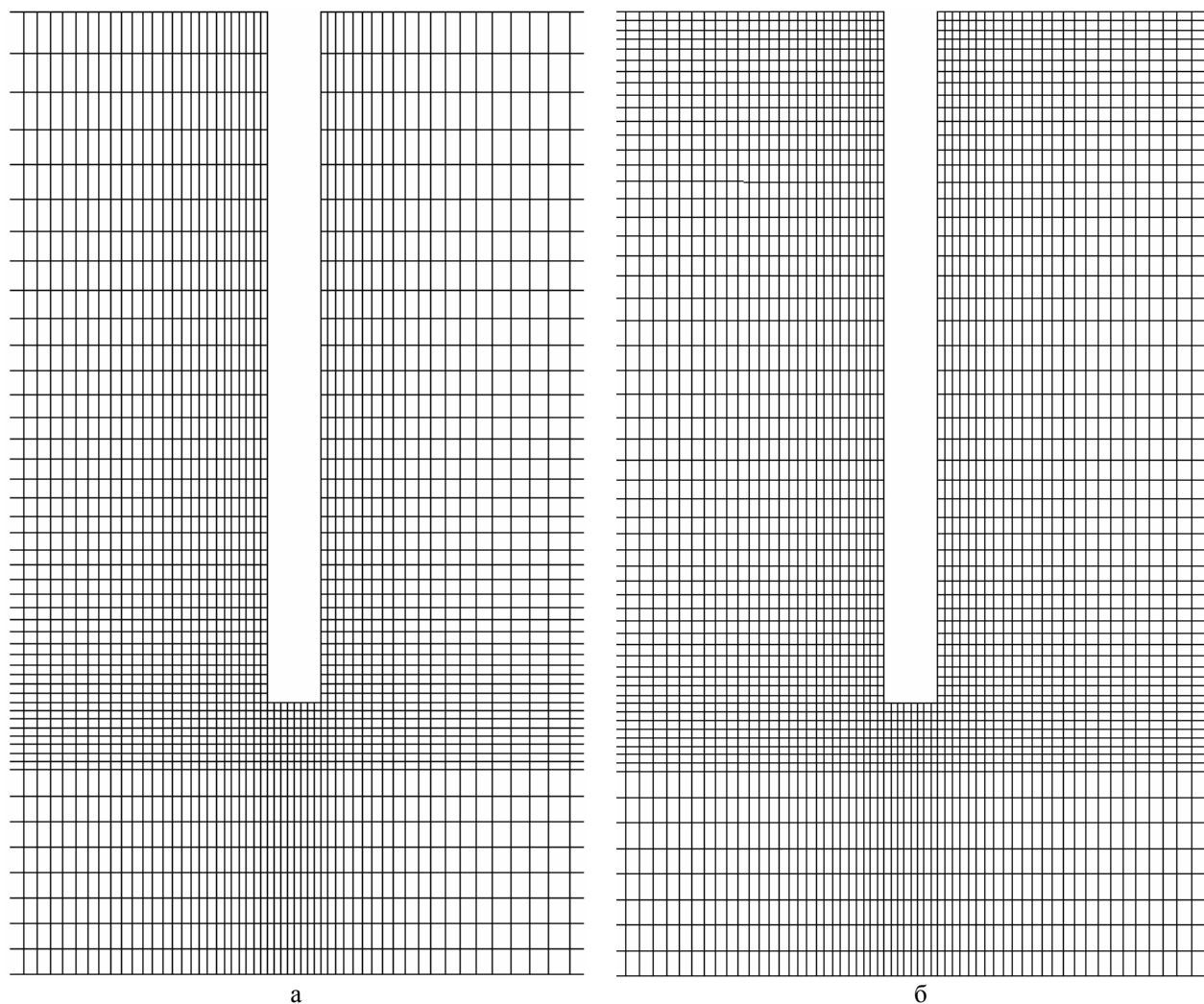


Рис. 5. Фрагменты двухмерных расчетных сеток, использованных в расчетах коэффициента гидравлического сопротивления: а – с размельчением вблизи диафрагмы (расчет № 8); б – с дополнительным размельчением вдоль границ угловых вихрей (расчет № 8а)

параметра  $\tilde{y}^+ \approx 30$ , позволяет рассчитать коэффициенты расхода смесительных отверстий ЖТ с точностью несколько процентов. Для достижения аналогичной точности расчета гидравлического сопротивления перетеканию потока через смесительные отверстия ЖТ следует размельчать сетку в области возмущенного перетеканием через отверстия потока. При трехмерном моделировании КС обеспечение высокой точности численных оценок коэффициентов расхода и гидравлического сопротивления для всех смесительных отверстий ЖТ требует больших вычислительных затрат.

Направления дальнейших исследований авторы видят в уточнении методических приемов, выработанных ими при решении тестовой задачи об осесимметричном течении в трубе с диафрагмой, путем решения тестовой задачи о трехмерном течении в отсосном отверстии при наличии проходящего потока, а также в установлении количественных связей

между точностью численных оценок гидравлических параметров и точностью численных оценок основных показателей качества работы КС.

## Литература

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / А. Лефевр. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
2. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей / Под ред. С.М. Шляхтенко. – М.: Машиностроение, 1987. – 568 с.
3. Ганиев Р.И. Выбор сетки и модели турбулентности для расчета коэффициента расхода стандартной диафрагмы / Р.И. Ганиев, Н.А. Николаев, В.А. Фафурин, А.Н. Сабирзянов, В.Б. Явкин // Известия вузов. Авиационная техника. – 2008. – № 4. – С. 21-24.
4. Srinivasa Rao M. Performance Improvement of an Aero Gas Turbine Combustor / M. Srinivasa Rao, G. Sivaramakrishna // Proceedings of ASME Turbo



Expo 2009: June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA (GT2009-59928). – 6 p.

5. Shih T.-H. A New – Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation / T.-H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu // *Computers Fluids*. – 1995. – № 24(3). – P. 227-238.

6. Van Leer B. Toward the Ultimate Conservative Difference Scheme. IV. A Second Order Sequel to Godunov's Method / B. Van Leer // *Journal of Computational Physics*. – 1979. – № 32. – С. 101-136.

7. Vandoormaal J.P. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid

Flows / J.P. Vandoormaal, G.D. Raithby // *Numer. Heat Transfer*, 1984. – No. 7. – P. 147-163.

8. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

9. Стариков В.П. Граница точности формирования перепада давления в сужающих устройствах / В.П. Стариков, Н.А. Владимирова // Сб. материалов 26-й Межд. научн.-практ. конф. «Коммерческий учет энергоносителей», 20-22 ноября 2007. – СПб.: Борей-Арт. – С. 299-305.

10. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.

Поступила в редакцию 2.02.2010

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф., проф. каф. ракетных двигателей А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

### ОПТИМАЛЬНЕ РОЗДРІБНЕННЯ СІТКИ ДЛЯ ЧИСЛОВОГО РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТА ВИТРАТИ І ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ЗМІШУВАЛЬНИХ ОТВОРІВ ЖАРОВОЇ ТРУБИ

*В.Є. Костюк, О.І. Кирилаш, В.М. Гусєв*

Досліджено вплив топології та розділення розрахункових сіток на точність числових оцінок коефіцієнтів витрати і гідравлічного опору змішувальних отворів жарової труби камери згоряння газотурбінних двигунів на основі рішення тестової задачі про течію в трубі з діафрагмою. Для числового моделювання відривної течії застосовувалися осереднені за Рейнольдсом стаціонарні рівняння Нав'є – Стокса нестисливої рідини, які замикалися моделлю турбулентності Ши. Вироблені методичні заходи по досягненню максимальної точності числових оцінок зазначених параметрів.

**Ключові слова:** жарова труба, змішувальні отвори, коефіцієнт витрати, гідравлічний опір, числове моделювання, параметри розрахункової сітки, аналіз точності.

### OPTIMAL GRID REFINEMENT FOR NUMERICAL COMPUTATION OF DISCHARGE COEFFICIENTS AND FLOW RESISTANCE OF FLAME TUBE MIXING ORIFICES

*V.E. Kostyuk, E.I. Kirilash, V.N. Gusev*

The influence of the computational grids topology and resolution on the numerical evaluations accuracy of the discharge coefficients and flow resistance of the gas turbine combustor flame tube mixing orifices is investigated. It is based on the problem solution of the flow in the pipe with diaphragm. Steady Reynolds averaged incompressible Navier – Stokes equations, closed by Shih turbulence model, are used for numerical simulation of flow separation. Methodical methods of the maximum accuracy achievement of the specified parameters numerical evaluation are elaborated.

**Key words:** flame tube, mixing orifices, discharge coefficient, flow resistance, numerical simulation, computational grid parameters, accuracy analysis.

**Костюк Владимир Евгеньевич** – канд. техн. наук, с.н.с., ведущий научный сотрудник кафедры конструкции авиационных двигателей и энергетических установок Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@ic.kharkov.ua.

**Кирилаш Елена Ивановна** – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей и энергетических установок Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: aedlab@ic.kharkov.ua.

**Гусев Владимир Николаевич** – начальник отдела камер сгорания Государственного предприятия «Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс» имени академика А.Г. Ивченко, Украина, e-mail: 03503@ivchenko-progress.com.