

УДК 621.1, 621.5, 621.6

Оценка влияния проницаемости перфорированного стабилизатора на потери полного давления в газовом тракте

Н.Н. Кулаков¹, А.В. Чернышев², А.А. Крутиков³

¹ ТМКБ «Союз», 140080, Московская область, Лыткарино, Российская Федерация, промзона Тураево

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

³ ОКБ «ГИДРОПРЕСС», 142103, Московская область, Подольск, Российская Федерация, Ордзжоникидзе ул., д. 21

Evaluation of the Influence of the Perforated Stabilizer Permeability on the Total Pressure Losses in the Gas Path

N.N. Kulakov¹, A.V. Chernyshev², A.A. Krutikov³

¹ TMKB Soyuz — Turaevo Machine Building Design Bureau, 140080, Moscow region, Lytkarino, Russian Federation, Turaevo Industrial Zone

² BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

³ OKB GIDROPRESS — Experimental Design Bureau, 142103, Moscow region, Podolsk, Russian Federation, Ordzhonikidze St., Bldg. 21



e-mail: av-chernyshev@yandex.ru, krutikov_aa@mail.ru



С помощью современных программных комплексов проведены расчетно-теоретические исследования потерь полного давления рабочей среды в газовом тракте. Исследовано влияние перфорации стабилизатора на потери полного давления в газовом тракте. Приведены результаты исследований по выбору модели турбулентности, тестовые расчеты и сравнение с экспериментальными данными. Показано, что проницаемость стабилизатора, зависящая от площади перфорации, практически не влияет на потери полного давления в газовом тракте. Полученные результаты актуальны для областей промышленности, связанных с разработками новых конструкций, содержащих газоздушные каналы с введенными в них плохо обтекаемыми телами.

Ключевые слова: газовый тракт, стабилизатор, потери полного давления, перфорация, модель турбулентности.



The article presents calculations and theoretical studies of the total pressure losses in the gas path working fluid using modern software tools. The influence of the stabilizer perforation on the total pressure losses is studied. The rationale behind the choice of a turbulence model as well as the test calculations and comparison with experimental data are presented. It is shown that the stabilizer permeability, which depends on the perforation area, has virtually no effect on the total pressure losses in the gas path. The results obtained are relevant for industries associated with the development of new designs incorporating air-gas channels with inner bluff bodies.

Keywords: gas path, stabilizer, total pressure loss, perforation, turbulence model.

В настоящее время в форсажных камерах сгорания газотурбинных двигателей и основных камерах сгорания прямоточных воздушно-реактивных двигателей используется несколько

различных типов устройств смешения топлива и стабилизации пламени. Одним из наиболее перспективных стабилизаторов пламени является перфорированный стабилизатор с карбю-



Рис. 1. Внешний вид ПСКК

раторным каналом (ПСКК), работающий при более высоких температурах газа за фронтальным устройством и создающий равномерное распределение малых расходов топлива при достаточно большом диаметре камеры сгорания. Внешний вид одного из вариантов ПСКК приведен на рис. 1. Применение устройств данного типа может повысить эффективность работы некоторых видов химических реакторов, установок утилизации отходов, камер дожигания и установок пожаротушения для закрытых объектов (например, для шахт).

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции, физические процессы, происходящие во время работы ПСКК, достаточно сложны и мало изучены. Существующие в настоящее время математические модели, описывающие рабочие процессы в газовых трактах с ПСКК, не позволяют с достаточной степенью точности обеспечить не только полномасштабные, но даже предварительные, оценочные, расчеты рабочих параметров. В связи с этим разработка устройств такого типа требует большого объема натурных экспериментов и последующих доводочных работ, что значительно увеличивает время разработки и материальные затраты.

При разработке камер сгорания (КС) к ним предъявляется ряд требований, основными из которых являются:

- устойчивость горения топливоздушную смеси;
- высокая полнота сгорания топлива;
- малые потери полного давления рабочей среды.

Выполнение данных требований является достаточно сложной задачей, так как обеспечение устойчивого горения и высокой полноты сгорания топлива обуславливает усложнение фронтального устройства, что ведет к увеличению потерь полного давления рабочей среды. Таким образом, определение потерь полного давления

рабочей среды в газовом тракте является одной из важнейших и актуальных задач при разработке и доводке КС.

Потери полного давления рабочей среды возникают в основном при обтекании введенных в канал плохо обтекаемых тел, к которым, в частности, относится фронтальное устройство, состоящее из набора стабилизаторов.

Исследованию гидравлического сопротивления газового тракта с плохо обтекаемыми телами посвящено достаточное число экспериментальных и теоретических работ, но окончательно вопрос о методике расчета потерь полного давления не решен. Известно, что при турбулентном течении коэффициент лобового сопротивления зависит от скорости потока газа, степени загромождения канала, геометрической формы и взаимного расположения плохо обтекаемых тел, введенных в канал.

Потери полного давления достаточно точно определяются только при холодных продувках отдельных стабилизаторов или фронтальных устройств, что значительно увеличивает время разработки, изготовления и доводки нового изделия [1].

В настоящее время при использовании мощной вычислительной техники стало возможным моделирование рабочих процессов в загроможденных проточных полостях газовых трактов КС на основе методов вычислительной гидрогазодинамики. Математическая модель рабочих процессов основана на системе нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных Навье — Стокса, неразрывности потока и сохранения энергии рабочей среды, а также на уравнении состояния рабочей среды.

При моделировании турбулентных течений уравнения движения рабочей среды имеют вид уравнений Навье — Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Поскольку данная модель не имеет аналитического решения, применяются численные методы, в основе которых лежит преобразование дифференциальных уравнений в частных производных в систему линейных алгебраических уравнений — в частности методы конечных элементов, конечных разностей и контрольных объемов.

В данной работе использован гидродинамический модуль CFX универсального программного комплекса Ansys конечно-элементного анализа и решения линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач.

При математическом моделировании рабочих процессов в загроможденных проточных

полостях газовых трактов КС необходимо провести обоснованный выбор модели турбулентности, выполнить тестовые расчеты, сравнить полученные результаты с имеющимися экспериментальными данными, затем при необходимости уточнить модель и провести верификацию метода расчета на экспериментальных данных [2]. Обзор отечественной и зарубежной научно-технической литературы показал, что для данных расчетов наиболее часто используются RANS-модели турбулентности [3–5] и нестационарные модели турбулентности типа LES (моделирование больших вихрей). Как при расчетах, так и в экспериментах используются в основном упрощенные модели стабилизаторов, представляющие собой тела треугольной или трапециевидальной формы.

Требуется провести расчеты потерь полного давления потока газа в канале со стабилизатором с помощью современного программного комплекса, обосновать выбор модели турбулентности, верифицировать метод расчета с использованием классической методики расчета потерь давления и оценить влияние проницаемости стабилизатора на потери полного давления в канале.

Падение полного давления в местном сопротивлении

$$\Delta p_0 = \xi \frac{\rho \omega^2}{2}, \quad (1)$$

где ξ — коэффициент местного гидравлического сопротивления; ω — скорость потока в сечении среза стабилизатора; ρ — плотность рабочего тела.

При течении в канале постоянного сечения связь между коэффициентом лобового сопротивления плохо обтекаемого тела c_x и коэффициентом местного гидравлического сопротивления ξ выражается формулой

$$\xi = c_x \frac{F_{ст}}{F_{тр}} + 1 - \frac{\rho_1}{\rho_2}, \quad (2)$$

где $F_{ст}$ — площадь стабилизатора; $F_{тр}$ — площадь поперечного сечения канала; ρ_1 и ρ_2 — плотности рабочего тела.

Здесь и далее индексы соответствуют номерам сечений расчетной схемы канала (рис. 2).

Более подробно классическая методика расчета потерь полного давления описана в работе [6].

Расчет потерь полного давления по классической методике проводили для выбранной расчетной схемы канала (см. рис. 2). Задача рассматривалась со следующими допущениями и исходными данными:

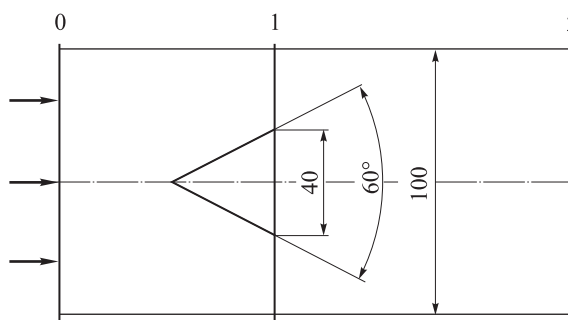


Рис. 2. Схема канала для расчета потерь полного давления по классической методике: 0, 1, 2 — поперечные сечения канала

1) квадратный канал с поперечным сечением $0,1 \times 0,1$ м, $F_{тр} = 0,01$ м²;

2) стабилизатор треугольной формы с углом раскрытия 60° и размерами на срезе $0,04 \times 0,1$ м, $F_{ст} = 0,004$ м²;

3) рабочее тело — воздух с температурой 20°C , $\rho = 1,293$ кг/м³;

4) скорость потока на входе в канал $\omega_0 = 50$ м/с;

5) изменениями температуры и плотности рабочего тела на данном этапе расчета пренебрегаем;

6) принимаем, что расход через канал постоянный.

Расход определяется по формуле

$$G = F \rho \omega. \quad (3)$$

Тогда из условия неразрывности можно найти скорость потока газа на срезе стабилизатора:

$$\omega_1 = \frac{F_{тр}}{F_1} \omega_0, \quad (4)$$

где F_1 — площадь канала в сечении среза стабилизатора, $F_1 = F_{тр} - F_{ст}$.

Коэффициент лобового сопротивления $c_x = 1,12$ (справочная величина [7]).

С учетом исходных данных по (4) определим $\omega_1 = 83,33$ м/с, затем, подставив данные в (2) и (1), получим $\Delta p_0 = 2\,011$ Па.

При проведении численного эксперимента на основе созданной математической модели течения газа в загроможденной проточной полости газового тракта, реализованной в программном комплексе Ansys, использовали ту же расчетную область и те же граничные условия, что и для оценки потерь полного давления по классической методике. В численном эксперименте использовались модели турбулентности $k-\epsilon$ и LES с подсеточной моделью Смагоринского. Подробно данные модели турбулентности описаны в работе [8]. Полученное в резуль-

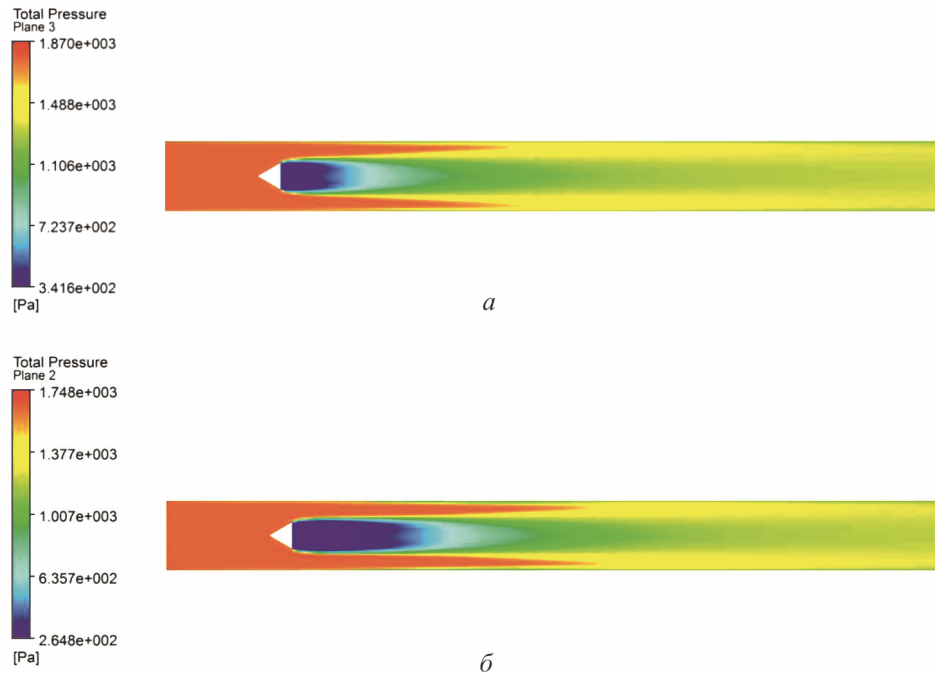


Рис. 3. Распределение полного давления потока газа в канале (результаты расчета):
а — модель турбулентности $k-\epsilon$; б — LES

тате расчета распределение полного давления потока газа в канале для использованных моделей турбулентности приведено на рис. 3.

Потери полного давления Δp_0 потока газа в канале при использовании моделей турбулентности $k-\epsilon$ и LES составили соответственно 2 157,95 и 1 939,77 Па.

Таким образом, расхождение с классической методикой расчета потерь для первой и второй моделей турбулентности составило 7,3 и 5,5 % соответственно, что является удовлетворительным результатом при проведении оценочных расчетов устройств такого типа.

Распределения полных давлений в зоне обратных скоростей за стабилизатором при использовании обеих моделей турбулентности значительно различаются (см. рис. 3), несмотря на равные граничные условия. В связи с этим было принято решение сравнить размеры рециркуляционной зоны и значения обратных скоростей в ней с экспериментальными данными, полученными в работе [9].

Экспериментальное измерение размеров зоны обратных скоростей проводилось специальной насадкой, подключенной к дифференциальному манометру. Границей зоны рециркуляции является зона с нулевым перепадом давлений. Так как размеры зоны обратных токов зависят от размеров плохо обтекаемого тела, то протяженность данной зоны определяли по отношению к половине ширины стабилиза-

тора h (в данном случае $h = 20$ мм). Подробно методика и результаты экспериментальных исследований описаны в работе [9].

Логично сравнить экспериментальные данные с расчетным распределением полных давлений в зоне обратных скоростей за стабилизатором. На рис. 4 приведены результаты расчета, полученные с использованием модели турбулентности $k-\epsilon$, и экспериментальные данные. Кривая 1 — граница зоны обратных скоростей по результатам экспериментальных исследований, выполненных в работе [9] для скорости набегающего потока $\omega = 34,5$ м/с. Результаты, полученные с использованием модели турбулентности $k-\epsilon$, ближе к экспериментальным данным [9] по сравнению с результатами, полученными с использованием модели

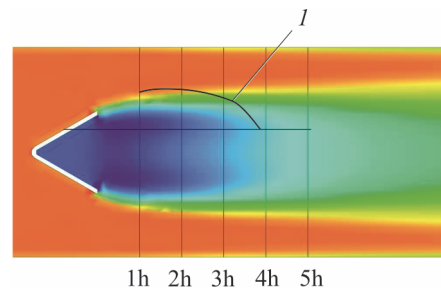


Рис. 4. Сопоставление результатов расчетов и экспериментальных данных [9] (модель турбулентности $k-\epsilon$):

1 — граница зоны обратных скоростей [9]

турбулентности LES. При использовании данной модели зона обратных токов значительно превышает зону обратных токов, полученную экспериментально (см. рис. 3, б). Это может быть вызвано недостаточным разрешением расчетной сетки в областях отрыва потока и зоны обратных токов и требует дальнейшего исследования.

Таким образом, для оценки потерь полного давления потока газа в канале со стабилизатором возможно применение модели турбулентности $k-\epsilon$. При исследовании проведены расчеты для скоростей набегающего потока на входе в канал от 25 до 150 м/с с шагом 25 м/с. Результаты расчетов представлены на рис. 5. Из анализа приведенных результатов следует, что размеры зоны обратных токов за плохо обтекаемым телом в канале практически не зависят от скорости потока в нем, что также было получено в экспериментах работы [9].

Для более детального сравнения расчетных и экспериментальных данных построены зависимости осевой составляющей скорости потока u в зоне рециркуляции от осевой скорости потока на входе в канал ω , полученные на основе расчетно-теоретических исследований и экспериментально в работе [9] (рис. 6).

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что модель турбулентности $k-\epsilon$ качественно описывает течение газа в канале за плохо обтекаемым телом, а также

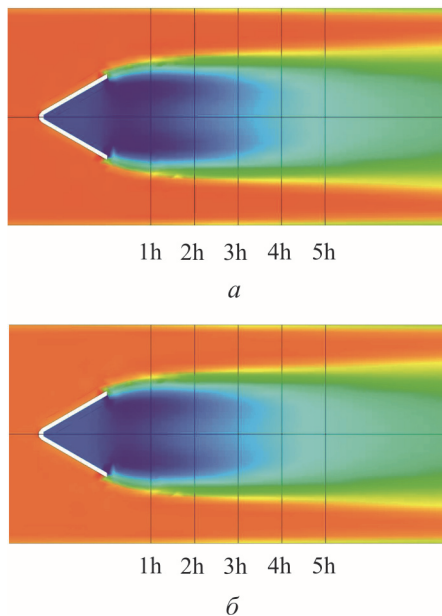


Рис. 5. Распределение полного давления потока газа в канале за стабилизатором (модель турбулентности $k-\epsilon$): а — $\omega_0 = 25$ м/с; б — 75 м/с

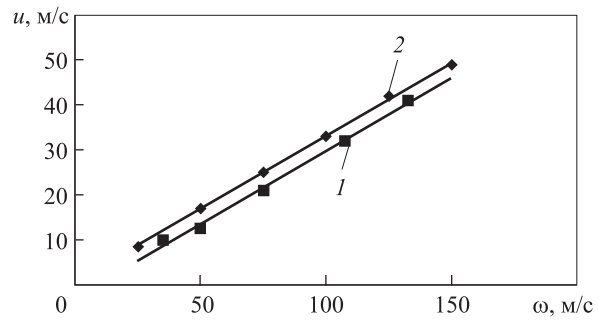


Рис. 6. Зависимость осевой составляющей скорости потока в зоне рециркуляции от осевой скорости F : 1 — результаты эксперимента [9]; 2 — результаты, полученные на основе расчетно-теоретических исследований

распределение давлений и скоростей потока в канале. Таким образом, данную модель турбулентности можно использовать в численных экспериментах для устройств такого типа.

При разработке конструкций с перфорированными стабилизаторами достаточно сложно оценить коэффициент лобового сопротивления стабилизатора из-за его сложной формы; справочные данные по продувкам устройств такого типа отсутствуют, а экспериментальных данных недостаточно. В связи с этим была поставлена задача оценить влияние проницаемости стабилизатора на потери полного давления в канале.

Проницаемость определяется с учетом коэффициента расхода перфорации:

$$\epsilon = 0,65 \cdot 2n \frac{\pi d^2}{4} hl, \quad (5)$$

где n — число отверстий в ряду; d — диаметр отверстия перфорации, $d = 0,003$ м; h — ширина стабилизатора, $h = 0,04$ м; l — длина стабилизатора, $l = 0,1$ м; 0,65 — эмпирический коэффициент проницаемости для круглой перфорации; $2n$ — число рядов перфорации.

При увеличении числа отверстий в ряду от шести до 21 проницаемость перфорации возросла от 2,5 до 10 % с шагом 1,5 %.

В расчетах использовали модель турбулентности $k-\epsilon$. На входе в расчетную область интенсивность турбулентности составляет 10 %, что соответствует сильно турбулизированному потоку, скорость потока $\omega = 50$ м/с, на выходе из расчетной области статическое давление $p = 1 \cdot 10^5$ Па. Рабочее тело — воздух с температурой 20 °С.

Для проведения расчетно-теоретических исследований разработаны сеточные модели для стабилизатора без перфорации и для каждого перфорированного стабилизатора с соответ-

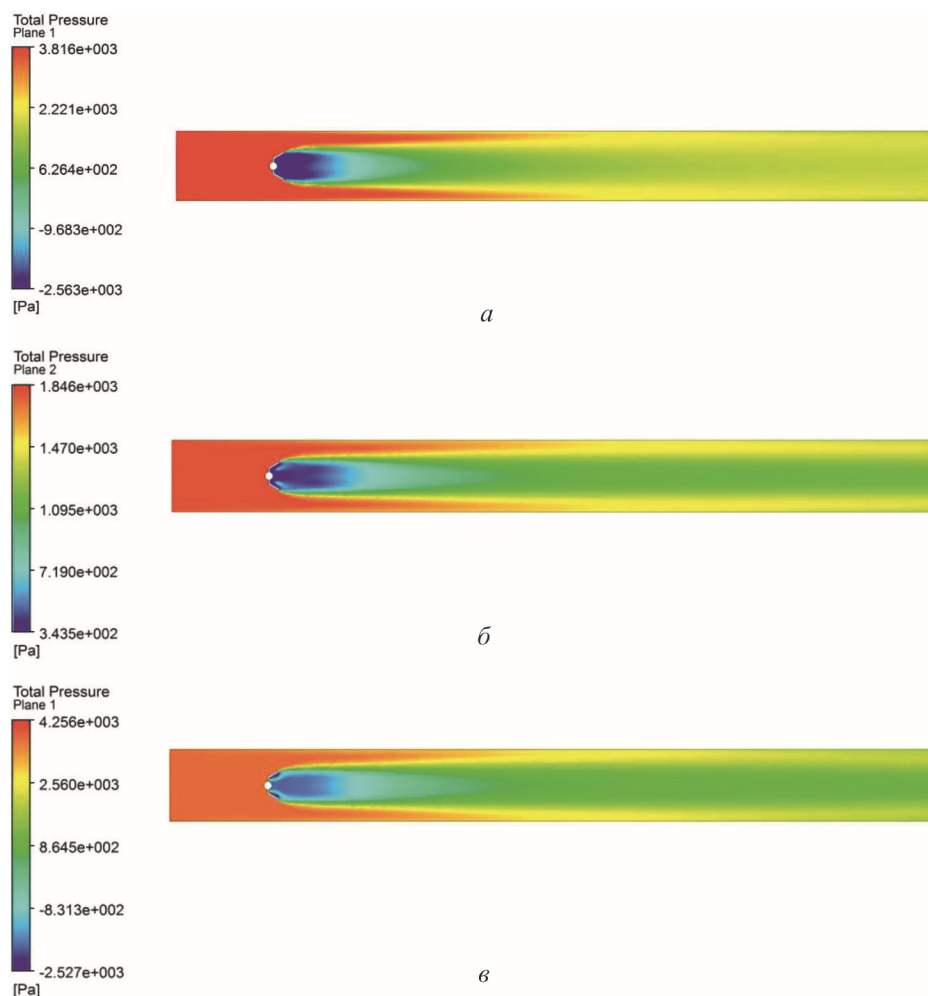


Рис. 7. Распределение полного давления потока газа в канале:
a — неперфорированный стабилизатор ($\epsilon = 0$); *б, в* — перфорированные стабилизаторы с проницаемостью 5,5 и 10 % соответственно

ствующей проницаемостью. Результаты расчетов показывают, что распределение полного давления потока газа в канале с неперфорированным стабилизатором (рис. 7, *a*) отличается от его распределения в канале с перфорированным стабилизатором. Для сравнения приведены результаты расчетов для канала со стабилизатором с проницаемостью 5,5 % (рис. 7, *б*) и 10 % (рис. 7, *в*). Во входной части канала перед стабилизатором значения полных давлений практически совпадают для всех рассмотренных случаев, в то же время можно наблюдать более длинный и более выраженный след за стабилизатором с перфорацией. Картины распределения давлений за всеми типами стабилизаторов достаточно близки друг к другу, а абсолютные значения полных давлений по сечениям различаются незначительно.

Таким образом, можно отметить, что проницаемость существенно влияет на распределе-

ние давлений в зоне обратных скоростей и практически не влияет на поля полных давлений в канале на некотором удалении от зоны обратных скоростей за стабилизатором (рис. 8).

Оценивали распределения полного давления в трех поперечных сечениях 0, 1 и 2 канала:

- на входе в канал p_0 ;
- на расстоянии 1 м от среза стабилизатора p_1 ;
- на выходе из канала p_2 .

На рис. 9 представлены распределения полных давлений p_0 , p_1 и p_2 в сечениях 0, 1 и 2 соответственно для канала со стабилизатором с проницаемостью $\epsilon = 5,5$ %.

Для оценки влияния проницаемости стабилизатора на падение полного давления проводили осреднение полного давления по площади в каждом сечении (\bar{p}_0 , \bar{p}_1 и \bar{p}_2) и рассчитывали падение полного давления в сечениях 1 и 2 — Δp_1 и Δp_2 соответственно. Потери полного давления в сечении 1 варьируются в среднем от

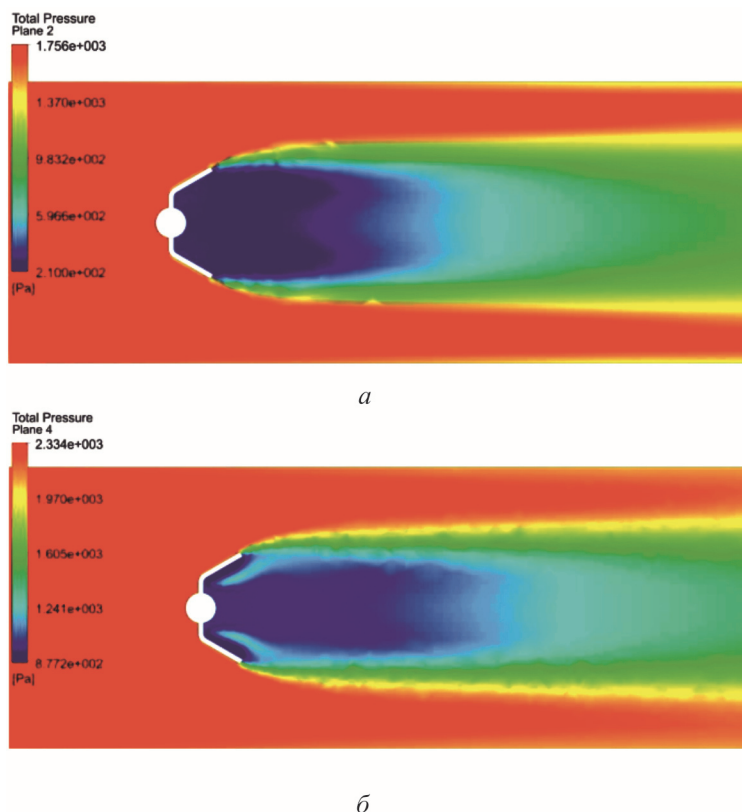


Рис. 8. Распределение полного давления потока газа за стабилизатором:
 а — $\epsilon = 0$; б — $\epsilon = 8,5 \%$

1 952 до 1 963 Па, в сечении 2 — от 2 242 до 2 252 Па.

При оценке гидравлических потерь полного давления в канале были проведены аналогичные расчетно-теоретические исследования канала без загромождения поперечного сечения (без стабилизатора). Данные значения в сечениях 1 и 2 составили примерно 281 и 446 Па соответственно.

По осредненным данным численных экспериментов построены зависимости для поперечных сечений канала 1 и 2 $f(\epsilon) = \Delta p_c / \Delta p_0$, где $\Delta p_c, \Delta p_0$ — падения полного давления в соответствующем сечении канала со стабилизатором, без стабилизатора.

По полученной зависимости можно более наглядно оценить влияние проницаемости стабилизатора на потери полного давления (рис. 10).

Выводы

1. Проведенная серия расчетов для моделей турбулентности $k-\epsilon$ и LES и последующее сравнение полученных результатов с классической расчетной методикой и экспериментальными

данными позволяют сделать вывод, что использование модели турбулентности $k-\epsilon$ для определения потерь полного давления является предпочтительным. Обе модели показывают достаточную сходимость, погрешность расчетов менее 10 %, что приемлемо в современных инженерных расчетах. В то же время при использовании модели турбулентности $k-\epsilon$ картина течения качественно сопоставима с экспериментальными данными в отличие от результатов расчета с использованием модели LES. Данное расхождение может быть вызвано недостаточным разрешением расчетной сетки в областях отрыва потока и зоны обратных токов, что требует дальнейшего исследования. Модель LES относится к вихреразрешающим моделям турбулентности и может быть использована для дальнейшего исследования неустойчивости потока за плохо обтекаемыми телами. Следует отметить, что использование модели турбулентности $k-\epsilon$ требует значительно меньших аппаратных ресурсов и меньших временных затрат на проведение численных экспериментов такого типа.

2. Результаты расчетно-теоретического исследования влияния степени проницаемости

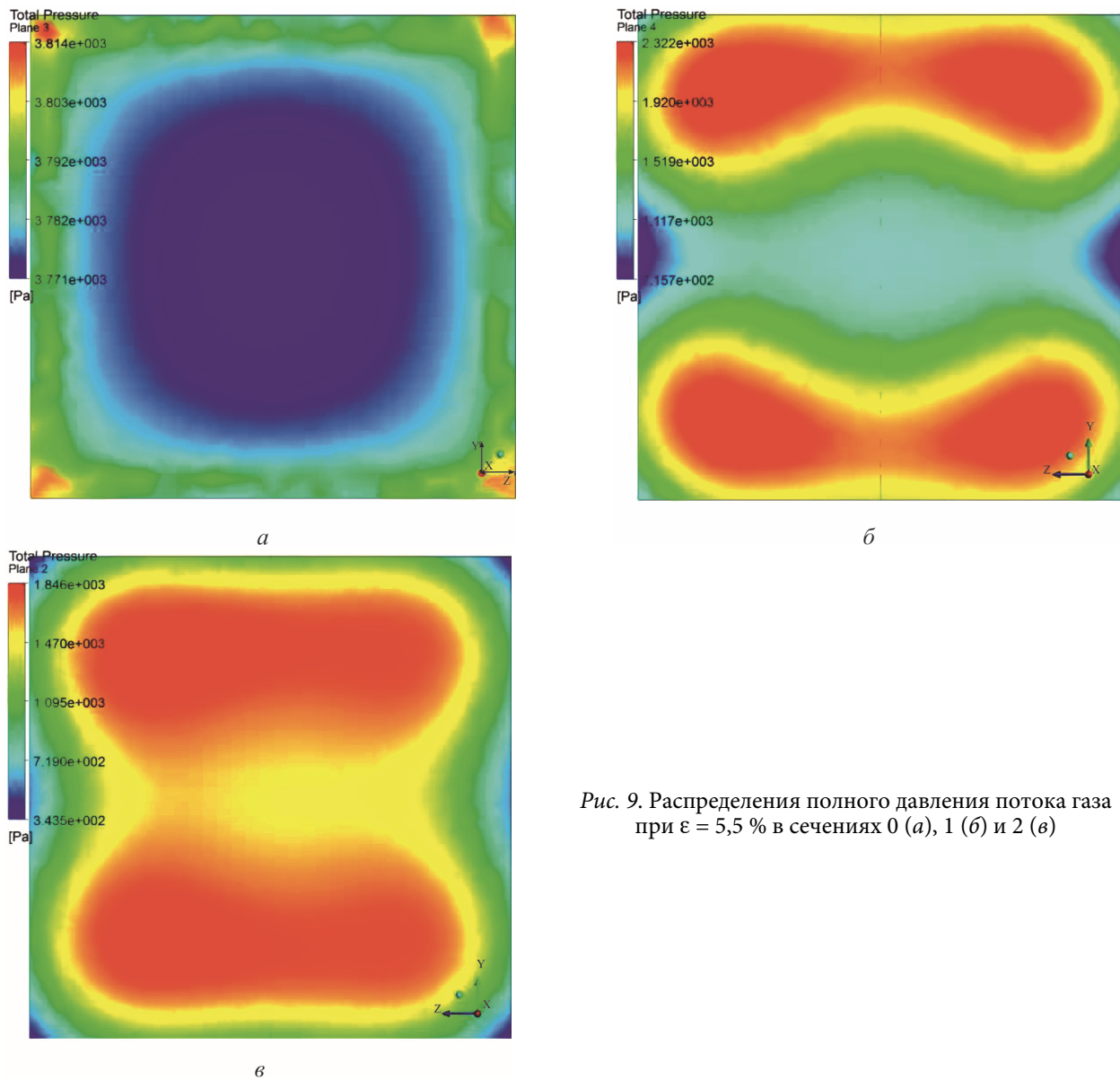


Рис. 9. Распределения полного давления потока газа при $\varepsilon = 5,5\%$ в сечениях 0 (а), 1 (б) и 2 (в)

стабилизатора на общие потери полного давления потока газа в тракте позволяют сделать вывод, что данная величина составляет 0,15... 0,31 % общих потерь и является незначитель-

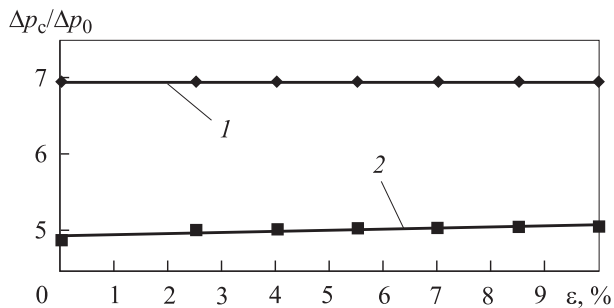


Рис. 10. Зависимость потерь полного давления $\Delta p_c / \Delta p_0$ от пористости стабилизатора ε в сечении 1 (I) и 2 (2)

ной. В натуральных экспериментах это значение ниже погрешностей измерения полных давлений потока и фактически не оценивается. Таким образом, в оценочных инженерных расчетах потерь полного давления потока газа данной величиной можно пренебречь, что позволяет упростить расчетные модели, снизить требования к аппаратным ресурсам и сократить время использования вычислительных машин. При этом проницаемость стабилизатора оказывает существенное влияние на поведение зоны обратных токов за стабилизатором, что не позволяет пренебрегать данной величиной при изучении картин обтекания газом устройств такого типа.

Литература

- [1] Востоков В.Ю., Клячко Л.А. Аэродинамические характеристики перфорированных стабилизаторов пламени. *ЦИАМ Труды № 1307*, Москва, ЦИАМ, 2002, с. 90–105.
- [2] Белова О.В., Волков В.Ю., Скибин А.П., Николаева А.В., Крутиков А.А., Чернышев А.В. Методологические основы CFD-расчетов для поддержки проектирования пневмогидравлических систем. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 5. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/763.html> (дата обращения 10 мая 2015).
- [3] Николаева А.В., Скибин А.П., Чернышев А.В., Белова О.В., Крутиков А.А. Повышение эффективности пневматических систем с устройствами гашения пульсации давления. *Компрессорная техника и пневматика*, 2012, № 4, с. 34–40.
- [4] Николаева А.В., Скибин А.П., Чернышев А.В., Демихов К.Е., Белова О.В., Крутиков А.А. К вопросу о прогнозировании амплитуд пульсации давления в системах трубопроводов. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроения*, 2012, № 3, с. 3–16.
- [5] Николаева А.В., Чернышев А.В., Скибин А.П., Кюрджиев Ю.В., Белова О.В., Крутиков А.А. Исследование рабочих процессов в пневматических системах с устройствами гашения пульсации давления. *Компрессорная техника и пневматика*, 2012, № 5, с. 42–48.
- [6] Раушенбах Б.В. *Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1964. 526 с.
- [7] Идельчик И.Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва, Машиностроение, 1992. 672 с.
- [8] ANSYS CFX – Solver Theory Guide, 2011. 418 с.
- [9] Солохин Э.Л. Исследование распространения и стабилизации пламени за корытообразным стабилизатором. *Сб. ст. Стабилизация пламени и развитие процесса сгорания в турбулентном потоке*, Москва, Оборонгиз, 1961, с. 48–74.

References

- [1] Vostokov V.Iu., Kliachko L.A. Aerodinamicheskie kharakteristiki perforirovannykh stabilizatorov plameni [Aerodynamic characteristics of perforated flame stabilizer]. *TsIAM Trudy № 1307* [CIAM Proceedings no. 1307]. Moscow, TsIAM publ., 2002, pp. 90–105.
- [2] Belova O.V., Volkov V.Iu., Skibin A.P., Nikolaeva A.V., Krutikov A.A., Chernyshev A.V. Metodologicheskie osnovy CFD-raschetov dlia podderzhki proektirovaniia pnevmogidravlicheskikh system [Methodological basis for CFD calculations to support pneumatic-hydraulic systems designing]. *Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation]. 2013, iss. 5. Available at: <http://engjournal.ru/catalog/machin/vacuum/763.html> (accessed 10 May 2015).
- [3] Nikolaeva A.V., Skibin A.P., Chernyshev A.V., Belova O.V., Krutikov A.A. Povyshenie effektivnosti pnevmaticheskikh sistem s ustroystvami gasheniia pul'satsii davleniia [Efficiency increasing of the pneumatic systems with pressure pulsation dampener devices]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics]. 2012, no. 4, pp. 34–40.
- [4] Nikolaeva A.V., Skibin A.P., Chernyshev A.V., Demikhov K.E., Belova O.V., Krutikov A.A. K voprosu o prognozirovanii amplitud pul'satsii davleniia v sistemakh truboprovodov [To the Question on Prediction of Pressure Pulsation Amplitudes in Pipeline Systems]. *Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroeniia* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2012, no. 3, pp. 3–16.
- [5] Nikolaeva A.V., Chernyshev A.V., Skibin A.P., Kiurdzhiev Iu.V., Belova O.V., Krutikov A.A. Issledovanie rabochikh protsessov v pnevmaticheskikh sistemakh s ustroystvami gasheniia pul'satsii davleniia [Research work processes in pneumatic systems with pressure pulsation damping devices]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics]. 2012, no. 5, pp. 42–48.
- [6] Raushenbakh B.V. *Fizicheskie osnovy rabocheho protsessa v kamerakh sgoraniia vozduшно-reaktivnykh dvigatelei* [Physical basis of the working process in the combustion chambers of jet engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1964. 526 p.
- [7] Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniiam* [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1992. 672 p.

- [8] ANSYS CFX–Solver Theory Guide, 2011. 418 p.
- [9] Solokhin E.L. Issledovanie rasprostraneniia i stabilizatsii plameni za korytoobraznym stabilizatorom [Propagation and flame stabilization of the trough-shaped stabilizer]. *Sb. st. Stabilizatsiia plameni i razvitie protsessa sgoraniia v turbulentnom potoke* [Collection of articles flame stabilization and development of the combustion process in a turbulent flow]. Moscow, Oborongiz publ., 1961, pp. 48–74.

Статья поступила в редакцию 03.06.2015

Информация об авторах

КУЛАКОВ Никита Николаевич (Лыткарино) — начальник отдела ТМКБ «Союз» (140080, Московская область, Лыткарино, Российская Федерация, промзона Тураево).

ЧЕРНЫШЕВ Андрей Владимирович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: av-chernyshev@yandex.ru).

КРУТИКОВ Алексей Александрович (Подольск) — кандидат технических наук, инженер-конструктор 1-й категории. ОКБ «ГИДРОПРЕСС» (142103, Московская область, Подольск, Российская Федерация, Орджоникидзе ул., д. 21, e-mail: krutikov_aa@mail.ru).

Information about the authors

KULAKOV Nikita Nikolaevich (Lytkarino) — Head of Department. TMKB Soyuz — Turaevo Machine Building Design Bureau (140080, Moscow region, Lytkarino, Russian Federation, Turaevo Industrial Zone).

CHERNYSHEV Andrey Vladimirovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Applied Mechanics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: av-chernyshev@yandex.ru).

KRUTIKOV Aleksei Aleksandrovich (Podolsk) — Candidate of Science (Eng.), Design Engineer of 1st Category. OKB GIDROPRESS — Experimental Design Bureau (142103, Moscow region, Podolsk, Russian Federation, Ordzhonikidze St., Bldg. 21, e-mail: krutikov_aa@mail.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие
под общей редакцией **Г.Б. Евгенева**

**Основы автоматизации технологических
процессов и производств**
Том 1. Информационные модели

Изложены теоретические основы и практические методы автоматизации технологических процессов и производств в соответствии с профессиональной деятельностью магистров по направлению «Автоматизация технологических процессов и производств».

Приведены материалы, относящиеся к метаонтологии и предметной онтологии.

Описаны языки представления информационных моделей, включая основы системологии, язык построения реляционных баз данных IDEF1X, язык функционального моделирования систем IDEF0, унифицированный язык моделирования UML и онтологии инженерных знаний. Представлена функциональная модель жизненного цикла изделий.

По вопросам приобретения обращайтесь:
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru