

## ТУРБУЛЕНТНОЕ ДИФФУЗИОННОЕ ГОРЕНИЕ В УСЛОВИЯХ ОГРАНИЧЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ: ВЫБРОС ПЛАМЕНИ ЧЕРЕЗ ПРОЕМ

А. Ю. Снегирев, Г. М. Махвиладзе, В. А. Талалов\*, А. В. Шамшин

Centre for Research in Fire and Explosion Studies, University of Central Lancashire, Preston, PR1 2HE, UK  
asnegirev1@uclan.ac.uk

\*Санкт-Петербургский государственный технический университет, 195251 Санкт-Петербург

Экспериментально и численно исследовано развитие турбулентного диффузионного пламени в помещении с вертикальным проемом. Рассмотрен выброс пламени через проем, наблюдавшийся в условиях ограниченной естественно-конвективной вентиляции. Измерения проведены в лабораторном боксе, предназначенном для имитации пожара в помещении. Определен критический (минимальный) расход горючего, вызывающий выброс пламени, а также время задержки между зажиганием горючего и выбросом пламени с последующим установлением режима внешнего горения. Предложены безразмерные переменные для обработки экспериментальных данных. Для разных размеров проема, расположения горелки и размеров бокса получена обобщающая эмпирическая зависимость безразмерного времени выброса от безразмерного расхода горючего. Полученное значение безразмерного критического расхода горючего согласуется с ранее опубликованными результатами измерений, выполненных для газообразных и конденсированных горючих. Идентифицированы и проанализированы нестационарные стадии развития пламени до выброса и сценарии выброса пламени через проем. Разработана трехмерная численная модель для расчета турбулентного диффузионного горения в помещении с проемом, учитывающая сопряженный радиационно-конвективный теплообмен на твердых поверхностях и теплопроводность материала стен и перекрытий. Наблюдавшиеся в экспериментах стадии развития пламени, его выброс через проем и установление внешнего горения воспроизведены в численных расчетах. Расчетные значения времени выброса пламени удовлетворительно согласуются с результатами измерений и с предложенным эмпирическим соотношением.

Ключевые слова: турбулентное диффузионное горение, моделирование пожара.

### ВВЕДЕНИЕ

При турбулентном диффузионном горении в ограниченном объеме наблюдаются критические явления, в частности автоколебания пламени и его выброс через проем. Появление внешнего пламени резко увеличивает скорость распространения пожара в помещениях [1, 2], а продукты неполного сгорания в этом режиме содержат значительное количество токсичных компонентов. Нестационарное горение, сопровождающееся выбросом пламени, обусловлено недостатком окислителя в зоне пламени, что, в свою очередь, определяется режимом естественно-конвективного газообмена через проем. Интенсивность турбулентного смешения реагентов и сложный теплообмен в зоне пламени также играют существенную роль.

Возможность выброса пламени и установления внешнего горения определяется скоростью подвода горючего в зону горения. В условиях естественного пожара скорость подвода горючего есть скорость газификации конденса-

рованного (твердого или жидкого) топлива, которая, в свою очередь, определяется падающим на поверхность топлива тепловым (в основном, радиационным) потоком из зоны пламени. Формирующаяся таким образом положительная обратная связь между скоростью выгорания топлива и температурой пламени над его поверхностью сильно усложняет задачу и до сих пор не проанализирована должным образом. Существенное упрощение достигается путем решения двух последовательных и взаимосвязанных задач. В первой из них следует рассмотреть горение с фиксированным расходом горючего и установить влияние заданного расхода горючего на развитие пламени и его выброс через проем. Полученные результаты позволят перейти к анализу более сложной ситуации, когда скорость газификации топлива (и, соответственно, скорость подвода горючего в зону горения) зависит от теплового потока, падающего из зоны горения на поверхность топлива.

Явление выброса пламени и установления

внешнего горения изучалось, в основном, экспериментально. В работах [3–6] измерялась длина видимого пламени, простирающегося из окна. В работе [3] определялась длина пламени в помещении размеров  $3,05 \times 3,66 \times 3,05$  м со штабелем древесины в качестве очага пожара. Получены данные о длине внешнего пламени в зависимости от размеров проема и площади очага, однако интенсивность газообмена через проем и массовая скорость выгорания горючего не измерялись. Данные представлены в безразмерном виде с использованием критерия, который содержит размеры проема и очага горения. Маломасштабное ( $0,4 \times 0,4 \times 0,4$  м) и полномасштабное ( $5,95 \times 4,4 \times 2,75$  м) помещения использовались в экспериментах [6] с несколькими видами горючего (древесина, ПММА и пропан). Безразмерный критерий в работе [6] учитывает как размеры проема, так и массовую скорость выгорания горючего. Пожары в двух полномасштабных помещениях ( $2,4 \times 3,6 \times 2,4$  м и  $5,95 \times 4,4 \times 2,75$  м) были исследованы в [5] с целью измерения тепловых потоков от внешних пламен, образующихся при горении штабелей древесины и пропана. В работах [7, 8] воспроизводились полностью развитые пожары в помещении размеров  $5,31 \times 3,6 \times 2,4$  м с сильно выраженным установившимся внешним горением.

В работе [9] установлена связь между фактом появления внешнего пламени и численным значением коэффициента избытка горючего (отношение расхода горючего к расходу окислителя, деленное на то же отношение в стехиометрической смеси). Эти данные получены в маломасштабном боксе размеров  $1,2 \times 0,8 \times 0,8$  м с регулируемой подачей как горючего, так и воздуха. Неполное сгорание горючего внутри бокса и внешнее пламя наблюдалось при коэффициентах избытка горючего выше 0,36. В работе [10] при горении гексана в помещении размеров  $1,2 \times 1,5 \times 1,2$  м также получена корреляция частоты появления внешнего горения, концентраций СО и сажи в уходящих продуктах сгорания с коэффициентом избытка горючего. Отдельные вспышки внешнего пламени наблюдались, когда указанный коэффициент достигал значения 1,3, а устойчивое внешнее горение имело место при коэффициенте 1,8. Отметим, что в работе [6] данные о параметрах внешнего пламени приведены лишь для коэффициента избытка горючего больше единицы, что, по видимому, соответствует пределу, ниже кото-

рого внешнее пламя не формировалось. Отметим также, что расход воздуха, необходимый для расчета коэффициента избытка горючего, в работах [9, 10] измерялся непосредственно, а в работе [6] оценивался приближенно с учетом размеров проема.

Таким образом, результаты измерений критического расхода горючего, выше которого наблюдается внешнее горение, имеют значительный разброс. Кроме того, отсутствуют экспериментальные данные о времени задержки выброса пламени.

Примеры численного исследования данного явления немногочисленны. В частности, в работе [11] в двумерной постановке проведено численное исследование режимов горения в помещении из двух комнат, сообщающихся через проем. Выделены три режима горения, реализующиеся при разных соотношениях потоков горючего и окислителя: пламя целиком внутри помещения (малый расход горючего; пожар, регулируемый горючим); пламя расщеплено и существует как внутри, так и вне помещения (умеренный избыток горючего); внешнее горение, пламя находится вне помещения (большой избыток горючего; пожар, регулируемый вентиляцией). Был использован безразмерный критерий, учитывающий расход горючего и интенсивность потока входящего через проем воздуха, который позволил определить границу между режимами. Этот же критерий использован ниже в данной работе при обработке экспериментальных данных и результатов трехмерного численного моделирования. Отметим также, что пример двумерного расчета внешнего горения имеется в работе [12], однако условия, необходимые для выброса пламени через проем, и временные характеристики процесса в этой работе не исследовались.

Приведенный обзор экспериментальных и численных исследований показывает, что требуется дальнейшее экспериментальное и численное изучение режимов горения в ограниченном объеме. Во-первых, следует определить критическое условие, необходимое для выброса пламени через проем. Во-вторых, представляет интерес длительность промежутка времени между моментом подачи и зажигания горючего и моментом выброса пламени (если критическое условие выполнено). Результаты измерений и расчетов необходимо обобщить с помощью безразмерных критериев.

В данной работе измерялось время выбро-

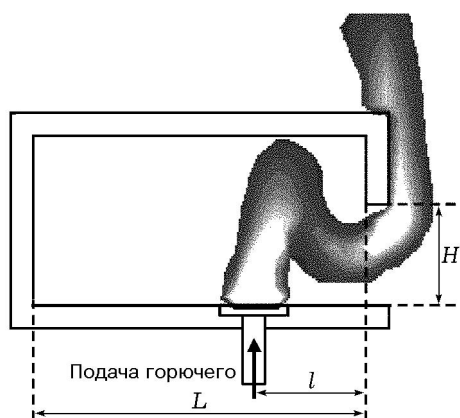


Рис. 1. Вертикальное сечение бокса:  
 $L$  — длина бокса,  $l$  — расстояние от проема до горелки,  $H$  — высота проема,  $W$  — ширина проема (на рисунке не показана)

са пламени через вертикальный проем в стене лабораторного пожарного бокса и определялся критический расход горючего. Результаты измерений, полученные для разных размеров проема, положений горелки и размеров бокса, обобщены в безразмерном виде. Выделены и проанализированы стадии эволюции пламени, предшествующей выбросу, и рассмотрены различные сценарии выброса и установления внешнего горения. Экспериментальные наблюдения сопоставлены с результатами трехмерного численного моделирования.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Использован лабораторный пожарный бокс (рис. 1), внутренние размеры которого  $0,615 \times 0,30 \times 0,275$  м, выполненный из плит теплоизолирующего материала Monolux 500 (основные компоненты  $\text{SiO}_2$  и  $\text{CaO}$ ) толщиной 2,5 см. Горелка с поперечным сечением сопла  $5 \times 5$  см, расположенная на уровне пола на одинаковом расстоянии от боковых стен бокса, обеспечивала равномерный по сечению сопла заданный поток горючего. Расход горючего (пропан, содержание примесей не более 0,5 %) измерялся поплавковым расходомером с точностью 4 %. Горючее поджигали в момент начала его подачи. В опытах измеряли время от начала подачи и зажигания горючего до выброса пламени и определяли минимальный (критический) расход горючего, необходимый для выброса пламени и установления внешнего горения.

Использованы проемы двух размеров, и

Конфигурация бокса

Номер серии измерений	$H$ , м	$W$ , м	$l$ , м	$L$ , м
1	0,090	0,075	0,190	0,615
2	0,090	0,115	0,190	0,615
3	0,090	0,075	0,425	0,615
4	0,090	0,115	0,425	0,615
5	0,090	0,075	0,190	0,380
6	0,090	0,115	0,190	0,380

рассмотрены два положения горелки внутри бокса. Кроме того, аналогичные измерения были проведены для боксов разной длины. Всего шесть серий измерений (см. таблицу) было выполнено для разных конфигураций лабораторного помещения, т. е. для разных значений высоты проема, ширины проема, расстояния от проема до горелки и длины бокса (см. рис. 1).

### БЕЗРАЗМЕРНЫЕ КРИТЕРИИ И ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

Результаты измерений задержки от начала подачи и зажигания горючего до выброса

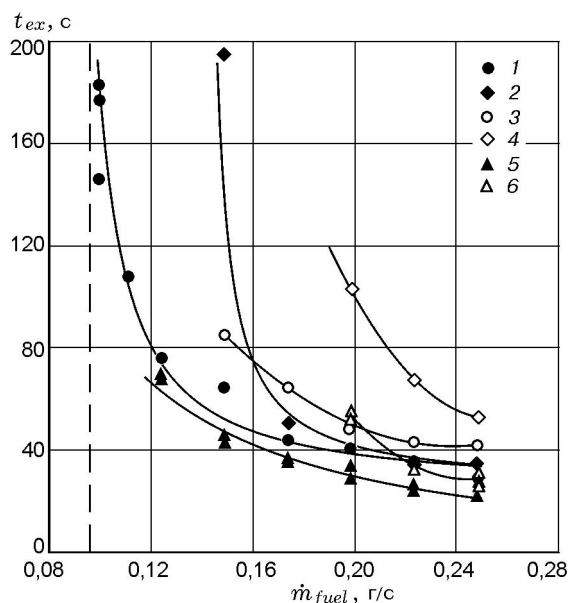


Рис. 2. Измеренное время задержки выброса пламени в зависимости от расхода горючего: данные для кривых 1–6 приведены в таблице, номера кривых соответствуют номерам серий экспериментов

пламени для шести серий измерений (см. таблицу) приведены на рис. 2. В каждом случае существует минимальный (критический) расход горючего, ниже которого не происходит выброса пламени через проем и установления внешнего горения. Время задержки выброса резко возрастает при приближении расхода горючего к критическому значению. В связи с этим каждая экспериментальная кривая на рис. 2 имеет вертикальную асимптоту, одна из которых (для кривой 1) показана штриховой линией. Критический расход горючего зависит от интенсивности входящего через проем потока воздуха и, следовательно, от размера и расположения проема.

Результаты измерений, полученные для рассмотренных конфигураций (для разных размеров проема, положений горелки, длин бокса), можно обобщить, если ввести два безразмерных параметра: расход горючего и время задержки выброса пламени.

Безразмерный расход горючего естественно ввести в виде

$$\tilde{m}_{fuel} = \frac{\dot{m}_{fuel}/\dot{m}_{air}}{(\dot{m}_{fuel}/\dot{m}_{air})_{st}} = \frac{\dot{m}_{fuel}/\dot{m}_{air}}{r}, \quad (1)$$

где  $\dot{m}_{fuel}$  — измеренный расход горючего,  $\dot{m}_{air}$  — поток воздуха, входящего через проем,  $r = (\dot{m}_{fuel}/\dot{m}_{air})_{st}$  — стехиометрическое массовое отношение горючего и воздуха. Если расход воздуха задан, то безразмерный параметр (1) представляет собой коэффициент избытка горючего, использованный в работах [9, 10].

Значение расхода входящего потока воздуха  $\dot{m}_{air}$  определяется естественно-конвективным газообменом через проем. Величину  $\dot{m}_{air}$  можно оценить, используя статическое вертикальное распределение давления по обе стороны проема и учитывая допущения об интенсивном перемешивании газа внутри помещения. Применяя формулу Бернулли к входящему потоку, можно получить (см., например, [2, 13, 14]):

$$\dot{m}_{air} = \frac{2}{3} C_w \sqrt{2g\rho_0(\rho_0 - \rho)} h_0^{3/2} W. \quad (2)$$

Здесь  $C_w$  — коэффициент расхода проема,  $g$  — ускорение свободного падения,  $h_0$  — высота нейтральной плоскости над нижней кромкой проема,  $W$  — ширина проема,  $\rho_0$  — начальная плотность входящего холодного воздуха,  $\rho$  — средняя плотность газа в помещении. С учетом опубликованных данных и наших наблюдений

в (2) полагали  $C_w \approx 0,7$ ,  $\rho \ll \rho_0$ ,  $h_0 \approx 0,4H$ , где  $H$  — высота проема.

Безразмерное время задержки выброса пламени через проем имеет вид

$$\tau_{ex} = \frac{t_{ex}}{t^*}, \quad (3)$$

где  $t_{ex}$  — время, измеренное в эксперименте,  $t^*$  — характерный масштаб времени. Наблюдения за развитием пламени в боксе показали, что продукты сгорания и несгоревшее горючее, накапливающиеся в противоположной от проема части бокса, вытесняют зону пламени в сторону проема. Выброс пламени наблюдается только при достаточно больших расходах горючего, т. е. в условиях ограниченной вентиляции. Недостаточное поступление окислителя в зону реакции приводит к увеличению высоты и площади поверхности пламени. В результате пламя начинает взаимодействовать с ограждающими конструкциями (стенами и потолком). Когда объем зоны пламени внутри помещения оказывается недостаточным, чтобы переработать все поступившее горючее, оно выносится с потоком продуктов через проем. Избыточное горючее догорает за пределами помещения, т. е. происходит выброс пламени через проем. При избытке горючего скорость накопления продуктов горения и несгоревшего горючего может быть оценена как  $\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}$ . Тогда время полного вытеснения воздуха, находившегося в боксе в момент начала подачи и зажигания горючего, равно

$$t^* = \frac{M_{air}}{\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}}, \quad (4)$$

где  $M_{air} = \rho_0 V$  — начальная масса воздуха в боксе,  $V$  — объем бокса. Введенная формулой (4) величина представляет собой характерный временной масштаб, который можно интерпретировать как время пребывания газа в данном объеме и использовать для расчета безразмерного времени (3). При вычислении  $t^*$  по формуле (4) использовали измеренный расход горючего  $\dot{m}_{fuel}$  и приближенно оцененный поток входящего воздуха (2).

Результаты измерений представлены в безразмерном виде на рис. 3. Данные, полученные для шести конфигураций бокса, обобщаются следующей зависимостью:

$$\tau_{ex} = 1 + \frac{0,5}{\tilde{m}_{fuel} - 1}, \quad (5)$$

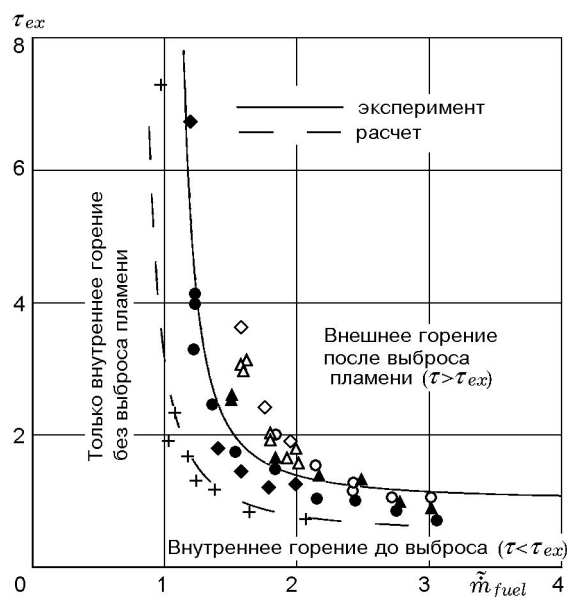


Рис. 3. Зависимость безразмерного времени задержки выброса пламени от безразмерного расхода горючего:

обозначения экспериментальных точек см. на рис. 2; крестики — результаты численных расчетов

показанной на рис. 3 сплошной кривой. Предлагаемое безразмерное соотношение (5) имеет две асимптоты. Вертикальная асимптота,  $\dot{m}_{fuel} \rightarrow \dot{m}_{fuel,cr} = 1$ ,  $\tau_{ex} \rightarrow \infty$ , определяет критический расход горючего, ниже которого все горючее сгорает внутри помещения. Горизонтальная асимптота,  $\dot{m}_{fuel} \gg 1$ ,  $\tau_{ex} \rightarrow 1$ , соответствует быстрому вытеснению газа из бокса потоком горючего при очень больших расходах последнего. Зависимость (5) и ее асимптоты ограничивают три области на плоскости параметров, которые соответствуют трем состояниям системы: только внутреннее горение без выброса пламени, внутреннее горение до момента выброса пламени и внешнее горение после выброса (см. рис. 3). Отметим, что численное значение  $\dot{m}_{fuel,cr} = 1$ , полученное в данной работе, лежит внутри интервала ранее опубликованных значений — от 0,36 [9] до 1,8 [10].

В работе [6] было показано, что измеренные радиационные тепловые потоки как в маломасштабном, так и полномасштабном помещении сходным образом коррелируют с безразмерным расходом горючего. Поскольку аналогичное поведение пламени наблюдалось в помещениях разных размеров, можно ожидать, что

зависимость (5) приближенно описывает выброс пламени не только в рассмотренном маломасштабном боксе, но и в помещении больших размеров.

### ЭВОЛЮЦИЯ ПЛАМЕНИ ДО ВЫБРОСА ЧЕРЕЗ ПРОЕМ

Эволюция пламени, предшествующая выбросу через проем, представляет собой нестационарный и многостадийный процесс. В наших экспериментах наблюдались следующие пять последовательных стадий.

1. *Начальный рост размеров пламени при избытке окислителя.* В начале процесса пламя присоединено к горелке, его ширина близка к размеру сечения горелки. Поскольку в боксе имеется достаточное количество кислорода, длина и объем пламени определяются расходом горючего.

2. *Прерывистое пламя с избытком горючего.* На этой стадии проявляется нехватка кислорода в зоне пламени и начинает формироваться слой горячих продуктов сгорания в верхней части бокса. В верхнем слое, где накапливается насыщенная продуктами неполного сгорания и несгоревшим горючим (богатая) смесь, проскакивают единичные вспышки пламени.

3. *Пульсирующее пламя.* На этой стадии пламя расширяется по горизонтали и его ширина существенно превышает размер горелки. Наблюдаются упорядоченные пульсации пламени, размах которых растет во времени. Наблюдавшийся период колебаний составлял  $\approx 2$  с.

4. *Блуждающее пламя.* Когда амплитуда пульсаций достигает ширины бокса, пламя отрывается от горелки и блуждает по боксу, постепенно смещаясь по направлению к проему, навстречу входящему потоку воздуха.

5. *Выброс и внешнее горение.* В зависимости от размеров проема и расхода горючего выброс пламени через проем может протекать по одному из трех сценариев. В экспериментах с малым сечением проема (сценарий 1) несколько (или даже всего один) интенсивных выбросов сопровождалось погасанием. Для проемов большего сечения, а также при большем расходе горючего (сценарий 2) пламя расщеплялось и горение наблюдалось как внутри, так и за пределами помещения. При еще больших расходах горючего (сценарий 3) внутреннее пространство бокса наполнялось несгоревшим го-

рючим и продуктами сгорания при отсутствии кислорода. В этом случае вертикальное сечение проема работало как сечение горелки, и наблюдалось только внешнее горение.

Особенности протекания и длительность каждой из стадий весьма чувствительны к расходу горючего, размеру проема, а также к расположению горелки внутри бокса.

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫБРОСА ПЛАМЕНИ И ВНЕШНЕГО ГОРЕНИЯ

### Модель

В основе модели лежит система уравнений Навье — Стокса многокомпонентного сжимаемого реагирующего газа, осредненная по Фавру [15, 16]. Уравнения неразрывности и переноса компонентов, а также уравнения движения и энергии имеют следующий вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0,$$

$$\frac{\partial \rho Y_\alpha}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j Y_\alpha}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_T}{Sc_T} \right) \frac{\partial Y_\alpha}{\partial x_j} - \rho \dot{R}_\alpha,$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i, \quad i = 1, 2, 3,$$

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j h}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_T}{Pr_T} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} + \frac{\partial q_j^r}{\partial x_j},$$

где  $u_j$  — проекция скорости на ось  $x_j$ ,  $Y_\alpha$  — массовые доли компонентов,  $\mu$ ,  $\mu_T$  — вязкость и турбулентная вязкость,  $p$  — динамическое давление,  $\dot{R}_\alpha$  — скорости потребления компонентов в результате горения,  $q^r$  — радиационный тепловой поток,  $Sc$  и  $Pr$  — числа Шмидта и Прандтля,  $Sc_T$  и  $Pr_T$  — турбулентные числа Шмидта и Прандтля,  $\tau_{ij}$  — тензор напряжений,

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_T) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \rho k + (\mu + \mu_T) \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right),$$

$k$  — кинетическая энергия турбулентности,  $\delta_{ij}$  — символ Кронекера,  $h =$

$\sum_{\alpha} Y_{\alpha} \left( \Delta h_{f\alpha}^0 + \int_{T_0}^T c_{p\alpha}(T) dT \right)$  — энтальпия смеси,  $\alpha \equiv fuel, O_2, CO_2, H_2O, N_2, CO, C$ ,  $\Delta h_{f\alpha}^0$  — стандартная энтальпия образования  $\alpha$ -компонента,  $c_{p\alpha}$  — удельная теплоемкость  $\alpha$ -компонента при постоянном давлении,  $T$  — температура. Для рассматриваемого существенно дозвукового течения плотность газовой смеси определяли из уравнения состояния

$$P = R \rho T \sum_{\alpha \neq C} \frac{Y_{\alpha}}{M_{\alpha}}$$

при постоянном атмосферном давлении.

Как показали эксперименты, длительность процесса зажигания горючего, сопровождающегося формированием турбулентного диффузионного пламени, всегда существенно меньше времени задержки выброса пламени через проем. Поэтому моделирование ламинарного и переходного режимов не проводили, и для замыкания системы осредненных уравнений использовали  $k - \varepsilon$ -модель. В уравнениях переноса кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости ее диссипации  $\varepsilon$ ,

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} + \rho(G + G_B) - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} + \rho(C_{\varepsilon 1}(G + C_{\varepsilon 3}G_B) - C_{\varepsilon 2}\varepsilon) \frac{\varepsilon}{k},$$

генерация турбулентности за счет сдвиговых напряжений и подъемной силы вычисляется следующим образом:

$$G = \frac{\mu_T}{\rho} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \left( k + \frac{\mu_T}{\rho} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right),$$

$$G_B = - \frac{\mu_T}{\rho} \frac{1}{Pr_T} \frac{g_j}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_j}.$$

Турбулентная вязкость определяется по формуле Колмогорова — Прандтля:

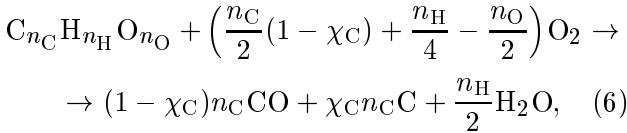
$$\mu_T = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

В расчетах использован набор констант, рекомендованный в [16]:  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ ,  $C_{\varepsilon 3} = 1,0$ ,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ ,  $Pr_T = 0,7$ ,  $Sc_T = 0,7$ .

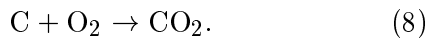
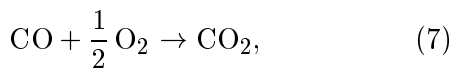
Полагали, что в начальный момент времени воздух неподвижен, его температура  $T_0 = 298$  К, полное давление  $P = 1$  атм, массовые доли азота и кислорода равны 0,77 и 0,23 соответственно. Для турбулентных характеристик принимали  $k_0 = 10^{-3}$  м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>,  $\varepsilon_0 = 10^{-3}$  м<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>.

Характеристики турбулентности, касательные скорости и энтальпию в узлах, прилегающих к твердым поверхностям, определяли методом пристеночных функций, а нормальные градиенты давления полагали равными нулю. На открытых границах принимали  $p = 0$ . На входных участках открытой границы всем параметрам присваивали начальные значения. На выходных участках нормальные производные от всех параметров полагали равными нулю.

При моделировании горения принята двухстадийная последовательная схема окисления горючего, включающая три реакции. На первой стадии горючее разлагается с образованием водяного пара, монооксида углерода и свободного углерода в виде сажи:



где  $\chi_C$  — доля углерода в молекуле горючего, расходуемого на образование сажи. На второй стадии моноокись углерода и сажа окисляются до углекислого газа:



Изменение состава смеси за счет горения рассчитывали на отдельном дробном шаге, на котором решали следующие уравнения:

$$\frac{\partial Y_{fuel}}{\partial t} = -\dot{R}_{fuel}, \quad \frac{\partial Y_{CO}}{\partial t} = -s_{CO}^{(1)} \dot{R}_{fuel} - \dot{R}_{CO},$$

$$\frac{\partial Y_C}{\partial t} = -s_C^{(1)} \dot{R}_{fuel} - \dot{R}_C,$$

$$\frac{\partial Y_{CO_2}}{\partial t} = -s_{CO_2}^{(2)} \dot{R}_{CO} - s_{CO_2}^{(3)} \dot{R}_C,$$

$$\frac{\partial Y_{H_2O}}{\partial t} = -s_{H_2O}^{(1)} \dot{R}_{fuel},$$

$$\frac{\partial Y_{O_2}}{\partial t} = -s_{O_2}^{(1)} \dot{R}_{fuel} - s_{O_2}^{(2)} \dot{R}_{CO} - s_{O_2}^{(3)} \dot{R}_C,$$

где  $s_\alpha^{(1)}$ ,  $s_\alpha^{(2)}$ ,  $s_\alpha^{(3)}$  — массовые стехиометрические коэффициенты, а индексы сверху (1), (2), (3) соответствуют реакциям (6), (7) и (8).

Скорости реакций определяли с помощью модели дробления вихрей [17]:

$$\dot{R}_{fuel} = C_R^{(1)} \frac{\varepsilon}{k} \times \min \left( Y_{fuel}, \frac{Y_{O_2}}{s_{O_2}^{(1)}} \frac{Y_{fuel} s_{O_2}^{(1)}}{Y_{fuel} s_{O_2}^{(1)} + Y_{CO} s_{O_2}^{(2)} + Y_C s_{O_2}^{(3)}} \right),$$

$$\dot{R}_{CO} = C_R^{(2)} \frac{\varepsilon}{k} \times \min \left( Y_{CO}, \frac{Y_{O_2}}{s_{O_2}^{(2)}} \frac{Y_{CO} s_{O_2}^{(2)}}{Y_{fuel} s_{O_2}^{(1)} + Y_{CO} s_{O_2}^{(2)} + Y_C s_{O_2}^{(3)}} \right),$$

$$\dot{R}_C = C_R^{(3)} \frac{\varepsilon}{k} \times \min \left( Y_C, \frac{Y_{O_2}}{s_{O_2}^{(3)}} \frac{Y_C s_{O_2}^{(3)}}{Y_{fuel} s_{O_2}^{(1)} + Y_{CO} s_{O_2}^{(2)} + Y_C s_{O_2}^{(3)}} \right),$$

где полагали  $C_R^{(1)} = C_R^{(2)} = C_R^{(3)} = 4,0$ . Окисление сажи не учитывали при температуре ниже 600 К.

Долю углерода в молекуле горючего, расходуемую на образование сажи (коэффициент  $\chi_C$  в уравнении (6)), определяли с использованием эмпирического соотношения [18]

$$\rho \dot{R}_{s.f} = C_{s.f} p f_{fuel} \varphi^n \exp \left( -\frac{E_{s.f}}{RT} \right),$$

связывающего скорость сажеобразования  $\dot{R}_{s.f}$  с температурой смеси  $T$  и концентрациями горючего и кислорода (через парциальное давление горючего  $p f_{fuel}$  и величину  $\varphi = Y_{fuel} s_{O_2}^{(1)} / Y_{O_2}$ ). Коэффициент  $\chi_C$  вычисляли следующим образом:

$$\chi_C = \min \left( 1, \frac{\dot{R}_{s.f}}{n_C M_C} \frac{M_{fuel}}{\dot{R}_{fuel}} \right),$$

где  $M_{fuel}$ ,  $M_C$  — молярные массы горючего и углерода. Используются следующие значения параметров модели:  $C_{s,f} = 2,0$ ,  $n = 3$  и  $E_{s,f}/R = 2 \cdot 10^4$  К [18].

Радиационный теплообмен моделировали статистическим методом (Монте-Карло) [19]. На каждом временном шаге внутренними ячейками расчетной сетки испускалось в случайных направлениях от  $10^5$  до  $10^6$  фотонов. Энергия и пространственное распределение числа излученных фотонов ставились в зависимость от плотности потока собственного излучения, т. е. от температуры и состава смеси. Кроме того, фотоны испускались каждым из элементов ограничивающих поверхностей (пола, стен и потолка); количество таких фотонов также зависело от плотности потока собственного излучения, т. е. от температуры и степени черноты поверхности. Эффективный коэффициент поглощения  $K_{abs}$  смеси газов ( $CO_2$ ,  $H_2O$ ) и сажи определяли на основе модели взвешенной суммы серых газов по данным работ [20, 21]. Вклад  $CO$  и несгоревшего горючего в эффективный коэффициент поглощения смеси учитывали аддитивным образом с использованием данных [22]. Полагали, что при движении внутри ячейки сетки фотон поглощается, если длина его пробега превышает величину  $L_{abs} = -\ln r/K_{abs}$ , где  $r$  — случайное число с равномерным распределением вероятности в интервале  $0 \div 1$ . Твердые поверхности моделировали как диффузно излучающие и отражающие поверхности, излучательная и поглощательная способности которых равны. Численное значение дивергенции радиационного теплового потока  $(\partial q_j^r/\partial x_j)$ , входящего в уравнение энергии, находили как разность между поглощенной и излученной энергией, деленную на объем ячейки сетки и временной шаг. Радиационный поток, поглощенный твердыми поверхностями также определяли на основе баланса энергии фотонов, поглощенных и излученных соответствующей гранью расчетной сетки. Степень черноты поверхности стен  $\varepsilon_{wall}$  полагали равной 0,95. Считали, что при достижении открытых границ фотоны покидают расчетную область.

Для расчета температурного поля внутри пола, стен и потолка был принят во внимание сопряженный теплообмен на твердых поверхностях. Полный тепловой поток рассчитывали как сумму двух составляющих: конвективной (вычислялась с помощью пристеночных функ-

ций) и радиационной (вычислялась статистическим методом). Трехмерное поле температуры в материале стен определяли в результате решения уравнения теплопроводности. Используются следующие значения плотности, удельной теплоемкости и коэффициента теплопроводности материала и степени черноты поверхности стен:  $\rho_{wall} = 770$  кг/м<sup>3</sup>,  $c_{wall} = 832 + 0,8T$  [Дж/(кг · К)],  $\lambda_{wall} = 0,169 + 0,412 \cdot 10^{-5} \cdot T$  [Вт/(м · К)].

Численное решение проведено с использованием неявной схемы методом контрольных объемов [23] на прямоугольной неравномерной сетке. Динамическое давление  $p$  в уравнении движения определяли на отдельном дробном шаге при решении уравнения Пуассона, полученного из уравнения неразрывности. Для численного решения уравнения Пуассона использовали многосеточный метод [24]. Расчетная область имела вид параллелепипеда со сторонами  $1,05 \times 0,30 \times 0,42$  м. Сетка содержала 64000 контрольных объемов.

### Эволюция пламени до выброса через проем

Расчеты показали, что модель позволяет описывать основные черты эволюции пламени и его выброса через проем. В качестве примера на рис. 4 приведены поля средней температуры и скорости, полученные для расхода горючего 0,275 г/с, размеров проема  $W = 0,15$  м,  $H = 0,1375$  м и при расположении горелки на расстоянии 0,190 м от проема. На рис. 4 представлены центральное вертикальное сечение (слева) и горизонтальное сечение на высоте 0,13 м над уровнем пола.

На рис. 4,а показана стадия начального роста пламени (стадия 1, см. выше). При достаточно большом расходе горючего вскоре после его зажигания наблюдается интенсивный и кратковременный выброс газа через проем, который происходит благодаря быстрому разогреву и расширению газа внутри бокса. Отметим, что в экспериментах этот выброс газа иногда сопровождался вспышкой пламени в потоке, выходящем из бокса, однако устойчивое внешнее пламя на данной стадии не образуется. Продукты сгорания, покидающие зону пламени, накапливаются под потолком и формируют верхний припотолочный слой. По мере расходования кислорода пламя перемещается в верхний слой (рис. 4,б), что характерно для стадии 2. Как и наблюдалось в экспери-



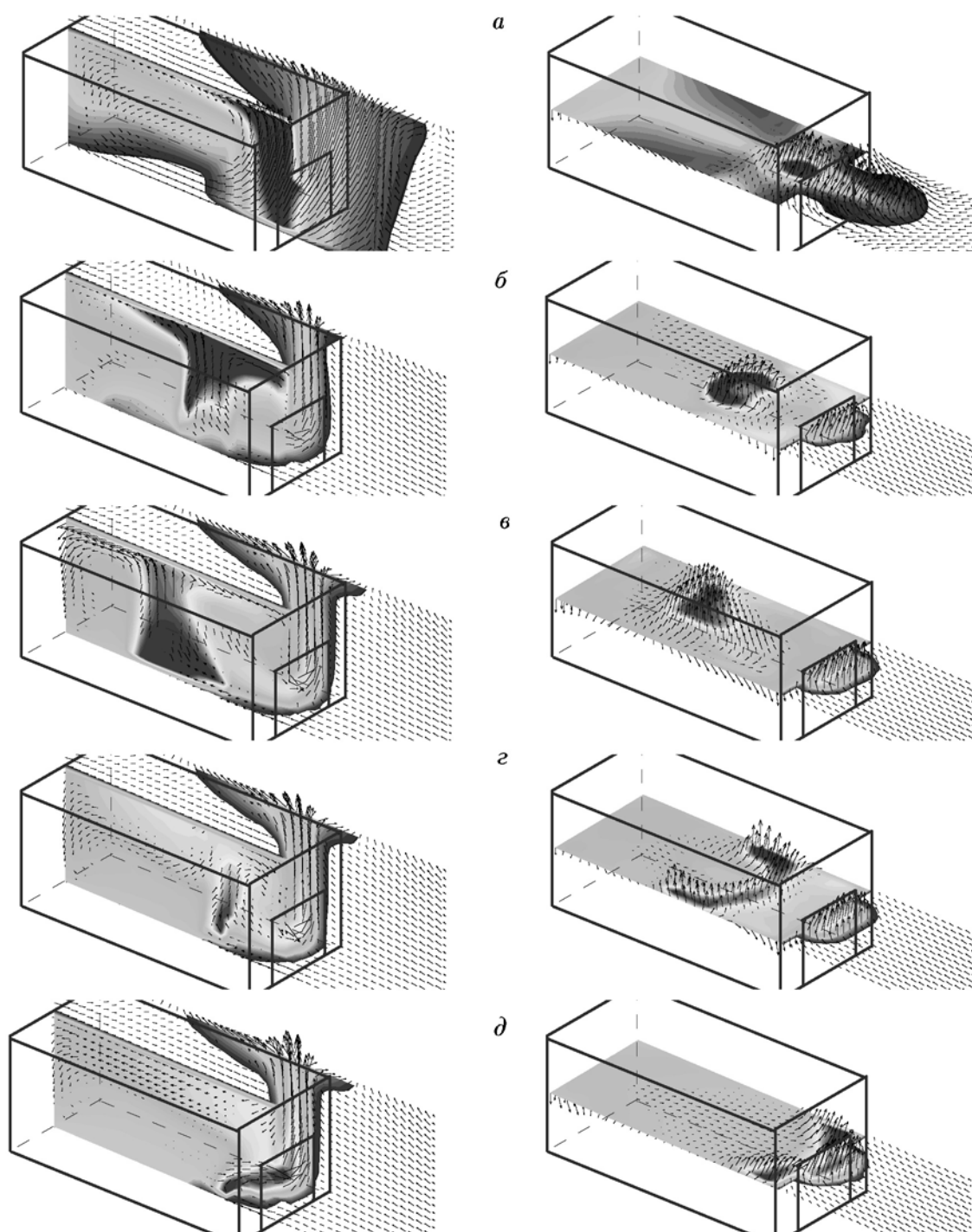


Рис. 4. Результаты численного моделирования эволюции пламени, его выброса через проем и установления внешнего горения при  $\dot{m}_{fuel} = 0,275$  г/с,  $W = 0,15$  м,  $H = 0,1375$  м: средняя температура и скорость в последовательные моменты времени после зажигания горючего: *a* — 2 с; *б* — 6 с; *в* — 16 с; *г* — 24 с; *д* — 36 с

ментах, далее пламя становится неустойчивым и несимметричным (рис. 4, в, стадия 3). Затем пламя расширяется и занимает всю ширину бокса (рис. 4, г, стадия 4). На этой стадии пелена пламени разрушается и пламя меньшего размера неупорядоченно перемещается внутри бокса. Несмотря на то, что пламя отклоняется в глубь бокса входящим через проем потоком воздуха, оно постепенно смещается по направлению к проему, поскольку в глубине бокса кислород иссякает, а горючее накапливается. Расчет показывает значительное снижение температуры ( $1000 \div 1100$  К) в зоне горения, когда пламя приближается к проему (отметим, что в экспериментах с малыми размерами проема наблюдался не выброс, а погасание пламени). Наконец, на рис. 4, д показан режим, когда пламя расщепляется и располагается как внутри, так и за пределами бокса, т. е. реализуется второй сценарий выброса пламени (см. выше). Приведенный анализ показывает, что характерные черты наблюдаемой в экспериментах эволюции пламени, заканчивающейся его выбросом через проем, воспроизводятся в численных расчетах.

#### Время задержки выброса пламени

В экспериментах время задержки выброса пламени определялось визуально и соответствовало моменту, когда появлялось устойчивое внешнее пламя. В численных расчетах время задержки определялось при анализе полей температуры и скорости горения в последовательные моменты времени и тоже соответствовало моменту появления внешнего пламени.

Расчеты показали, что в условиях недостаточной вентиляции горючее перестает сгорать полностью внутри бокса задолго до появления внешнего пламени (в этом случае несгоревшее горючее покидает бокс, но не загорается за его пределами). Это показано на рис. 5, где сравнивается расчетная скорость потребления горючего в реакции внутри (штриховая линия) и снаружи (сплошная линия) бокса при расходе горючего через горелку  $0,15$  г/с. Видно, что в течение периода  $10 \div 30$  с, включающего стадии 3 (пульсирующее пламя) и 4 (блуждающее пламя), скорость выгорания горючего существенно меньше скорости подачи горючего. В момент выброса пламени (определявшийся при анализе полей температуры и скорости горения) наблюдается локальный пик скорости выгорания (показан стрелкой на рис. 5), после которого горючее начинает гореть снаружи бокса, в то вре-



Рис. 5. Зависимость скорости выгорания от времени при  $\dot{m}_{fuel} = 0,15$  г/с,  $W = 0,15$  м,  $H = 0,1375$  м

мя как скорость выгорания внутри бокса непрерывно уменьшается.

Время задержки выброса было рассчитано для различных размеров проема и расходов горючего. Результаты представлены на рис. 3 в безразмерном виде вместе с экспериментальными данными. Хотя качественное согласование можно признать удовлетворительным, следует отметить, что численные расчеты дают заниженное время задержки выброса пламени и заниженный критический расход горючего, приводящий к выбросу. Возможная причина заключается в том, что в данном маломасштабном помещении поток и пламя не являются полностью турбулентными, как это предполагается в использованных моделях турбулентности и горения.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе проведено экспериментальное исследование процесса выброса турбулентного диффузионного пламени через вертикальный проем в условиях недостаточной вентиляции помещения. В экспериментах определяли критический (минимальный) расход горючего, который приводил к формированию внешнего пламени, а также время задержки от

момента зажигания горючего до выброса пламени. Наблюдения эволюции пламени, предшествующей его выбросу, позволили идентифицировать и проанализировать пять последовательных стадий. Для обобщения результатов измерений предложены два безразмерных параметра: безразмерный расход горючего и безразмерное время задержки выброса. С их помощью получено эмпирическое соотношение (5), которое приближенно описывает зависимость времени задержки выброса от расхода горючего для различных конфигураций бокса.

Проведено трехмерное численное моделирование процесса, и результаты расчетов сопоставлены с экспериментальными наблюдениями развития и выброса пламени. В расчетах воспроизведены основные черты пространственно-временной эволюции пламени, получено удовлетворительное согласование расчетных и измеренных времен задержки выброса пламени через проем.

Для проверки применимости полученной эмпирической зависимости времени выброса пламени от расхода горючего к помещениям больших размеров планируются дополнительные исследования. Кроме того, в дальнейшей работе будет принята во внимание тепловая обратная связь между пламенем и поверхностью конденсированного горючего, которая определяет скорость подачи газообразных компонентов в зону горения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Bullen M. L., Thomas P. H. Compartment fires with non-cellulosic fuels // 17th Symp. (Intern.) on Combustion. The Combust. Inst., 1978. P. 1139–1148.
2. Drysdale D. An Introduction to Fire Dynamics. Wiley, 1999.
3. Seigel L. G. The projection of flames from burning buildings // Fire Technol. 1969. N 5. P. 43–51.
4. Thomas P. H., Law M. The projection of flames from buildings on fire // Fire Prevention Sci. Technol. 1972. N 10. P. 19–26.
5. Oleszkiewicz I. Heat transfer from a window fire plume to a building facade // Proc. of the ASME Heat Transfer Division. 1989. HTD-V. 123. P. 163–170.
6. Lougheed G. D., Yung D. Exposure to adjacent structures from flames issuing from a compartment opening // Proc. of the 6th Intern. Conf. Interflam'93. 1993. P. 297–306.
7. Klopovic S., Turan O. F. A comprehensive study of externally venting flames. Part I: Experimental plume characteristics for through-draft and no-through-draft ventilation conditions and repeatability // Fire Safety J. 2001. V. 36. P. 99–133.
8. Klopovic S., Turan O. F. A comprehensive study of externally venting flames. Part II: Plume envelope and centre-line temperature comparisons, secondary fires, wind effects and smoke management system // Fire Safety J. 2001. V. 36. P. 135–172.
9. Bohm B., Rasmussen B. M. The development of a small-scale fire compartment in order to determine thermal exposure inside and outside buildings // Fire Safety J. 1987. V. 12. P. 103–108.
10. Gottuk D. T., Roby R. J., Beyler C. L. A study of carbon monoxide and smoke yields from compartment fires with external burning // 24th Symp. (Intern.) on Combustion. The Combust. Inst., 1992. P. 1729–1735.
11. Снегирев А. Ю., Махвиладзе Г. М., Робертс Дж. Численное моделирование диффузионного турбулентного горения при различных режимах пожара в помещении // Докл. Второй Российской нац. конф. по теплообмену. Т. 3: Естественная конвекция. Теплообмен при химических реакциях. М.: Изд-во МЭИ, 1998. С. 273–276.
12. Wen J. X., Huang L. Y. CFD modelling of confined jet fires under ventilation-controlled conditions // Fire Safety J. 2000. V. 34. P. 1–24.
13. Babrauskas V., Williamson R. B. Post-flashover compartment fires: Basis of a theoretical model // Fire and Materials. 1978. N 2. P. 39–53.
14. Кошмаров Ю. А., Башкирцев М. П. Термодинамика и теплопередача в пожарном деле. М.: Изд-во ВПТШ МВД СССР, 1987.
15. Лапин Ю. В., Стрелец М. Х. Внутренние течения газовых смесей. М.: Наука, 1989.
16. Combustion Fundamentals of Fire / G. Cox (Ed.). London: Academic Press, 1995.
17. Magnussen B. F., Hjertager B. H. On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion // 16th Symp. (Intern.) on Combustion. The Combust. Inst., 1977. P. 719–728.
18. Khan I. M., Greeves G. A method for calculating the formation and combustion of soot in diesel engines // Heat Transfer in Flames / Afgan N. H., Beer J. M. (Eds). Wiley, New York: Scripta Book Company, 1974. P. 389–404.
19. Snegirev A. Yu., Makhviladze G. M., Talalov V. A. Statistical modelling of thermal radiation in compartment fire // Proc. of the 9th Intern. Conf. Interflam 2001. V. 2. P. 1011–1024.
20. Smith T. F., Shen Z. F., Friedman J. N. Evaluation of coefficients for the weighted sum of gray gases model // Trans. ASME. J. Heat Transfer. 1982. V. 104. P. 602–608.

- 
21. **Smith T. F., Al-Turki A. M., Byun K.-H., Kim T. K.** Radiative and conductive transfer for a gas/soot mixture between diffuse parallel plates // J. Thermophys. and Heat Transfer. 1987. N 1. P. 50–55.
  22. **Marracino B., Lentini D.** Radiation modelling in non-luminous nonpremixed turbulent flames // Combust. Sci. Technol. 1997. V. 128. P. 23–48.
  23. **Ferziger J. H., Peric M.** Computational Methods for Fluid Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 1999.
  24. **McCormick S., Ruge J.** Algebraic multigrid methods applied to problems in computational structural mechanics // State-of-the-Art Surveys on Computational Mechanics / A. K. Noor, J. T. Oden. (Eds). ASME, 1989. P. 237–270.

*Поступила в редакцию 19/III 2002 г.*

---