

**ОБ ОЦЕНКЕ ДАВЛЕНИЯ,
РАЗВИВАЕМОГО В НЕГЕРМЕТИЧНОМ СОСУДЕ
ПРИ СГОРАНИИ ТВЕРДОТОПЛИВНОЙ КОМПОЗИЦИИ**

УДК 614.841.12

**В. И. Горшков, Ю. Н. Шебеко, В. Ю. Навценя,
А. В. Трунев, А. А. Зайцев, А. К. Костюхин**

ВНИИ противопожарной обороны, 143900 Балашиха

Разработана приближенная математическая модель, позволяющая рассчитывать давление в негерметичном сосуде при сгорании в нем твердотопливной композиции. Выполнены лабораторные эксперименты, подтверждающие работоспособность модели. Показано, что при сгорании твердотопливной композиции в негерметичном помещении максимум давления реализуется задолго до окончания процесса горения.

В последнее время горение твердотопливных композиций, включающих в себя неорганические соли и окислители (KNO_3 , $KClO_4$, KCl и др.) и органические и/или неорганические восстановители (эпоксидные связующие, Mg), широко используется для генерации газоаэрозольных огнетушащих составов (см., например, [1–4]). При сгорании указанных композиций возможно повышение давления в помещении до величин, опасных для целостности остекления и строительных конструкций. В связи с этим необходима оценка давления, реализуемого при сгорании твердотопливных композиций в негерметичном сосуде.

Вопрос об оценке динамических нагрузок в камерах, снабженных сбросными отверстиями, весьма детально изучен для случая сгорания газопаровоздушных смесей (см., например, [5–8]). В то же время задача определения давления в негерметичной камере при горении твердого топлива исследована недостаточно. Поэтому настоящая работа посвящена разработке математической модели динамики параметров газовой среды в негерметичном сосуде при сгорании твердотопливных композиций и проверке ее на лабораторном экспериментальном стенде.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Разработанная математическая модель динамики параметров газовой среды в негерметичном сосуде при сгорании твердотопливных композиций основана на следующих предположениях.

1. Параметры газовой среды однородны по объему помещения (приближение идеального перемешивания).
2. Массовая концентрация огнетушащего вещества существенно ниже плотности воздуха (типичные значения огнетушащих концентраций $0,05 \text{ кг/м}^3$, а плотность воздуха $\sim 1 \text{ кг/м}^3$).
3. Газовоздушная среда считается идеальным газом.
4. Давление в помещении незначительно (не более чем на 20–30 %) отличается от атмосферного.

5. Температура ограждающих конструкций и оборудования постоянна во времени.

Уравнения, описывающие изменения во времени массы газовой среды, массы огнетушащего вещества, давления и энтальпии среды, могут быть записаны следующим образом:

$$\frac{dm}{dt} = \beta_0 G_a - G_0, \quad (1)$$

$$\frac{dm_e}{dt} = G_a - \frac{CV}{m} G_0, \quad (2)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{mRT}{\mu V} \right); \quad (3)$$

$$\frac{dH}{dt} = QG_a - \frac{H}{m} G_0 - \alpha F(T - T_w), \quad (4)$$

где m — масса газовой среды в помещении, кг; G_a — массовая скорость генерации огнетушащего вещества, кг/с; G_0 — массовая скорость истечения газовой среды из открытых проемов, кг/с; m_e — масса огнетушащего вещества в объеме помещения, кг; C — массовая концентрация огнетушащего вещества в объеме помещения, кг/м³; V — объем помещения, м³; p — давление, Па; R — универсальная газовая постоянная, равная 8,31 Дж/(моль · К); T — среднemasовая температура, К; μ — средняя молярная масса газовой среды, кг/моль; H — энтальпия газовой среды в помещении, Дж; Q — удельная теплота сгорания заряда генератора, Дж/кг; α — коэффициент теплоотдачи при теплообмене между газовой средой и ограждающими конструкциями и оборудованием, Дж/(м² · К); F — площадь поверхности ограждающих конструкций и оборудования, м²; T_w — температура поверхности ограждающих конструкций и оборудования, К; β_0 — доля массы заряда, идущей на генерацию газов. Учитывая, что

$$H = c_p m T,$$

уравнение (4) может быть преобразовано следующим образом (с учетом (1)):

$$\frac{dH}{dt} = c_p T \frac{dm}{dt} + c_p m \frac{dT}{dt} = c_p T (G_a \beta_0 - G_0) + c_p m \frac{dT}{dt}.$$

С другой стороны, из (4) следует

$$c_p m \frac{dT}{dt} = QG_a - c_p T G_0 - \alpha F(T - T_w) - c_p T (G_a \beta_0 - G_0),$$

откуда

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m c_p} [(Q - c_p T \beta_0) G_a - \alpha F(T - T_w)].$$

Отметим, что $c_p T \beta_0 \ll Q$. Действительно, $c_p \approx 10^3$ Дж/(кг · К), $T \approx 4 \cdot 10^2$ К, $\beta_0 \approx 0,5$, $Q_0 \approx 4,5 \cdot 10^6$ Дж/кг, откуда $c_p T \beta_0 \approx 0,05Q$. Поэтому членом $c_p T \beta_0$ можно пренебречь. Тогда

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m c_p} [Q G_a - \alpha F(T - T_w)]. \quad (5)$$

Преобразуем выражение (3):

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT}{\mu V} \frac{dm}{dt} + \frac{Rm}{\mu V} \frac{dT}{dt} = \frac{Rm}{\mu V} \frac{dT}{dt} + \frac{RT}{\mu V} (\beta_0 G_a - G_0). \quad (6)$$

Перепишем уравнение (2) с учетом того, что $m_e = CV$:

$$\frac{dC}{dt} = \frac{1}{V} \left(G_a - \frac{CV}{m} G_0 \right). \quad (7)$$

Величина G_0 для докритического истечения (а именно оно и имеет место при работе генераторов) описывается известным соотношением

$$G_0 = C_d F_0 \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p \rho \left[\left(\frac{p_0}{p} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]}, \quad (8)$$

где C_d — коэффициент истечения; F_0 — площадь открытых проемов, м²; ρ — плотность газовой среды, кг/м³, определяемая соотношением

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0}{T} \frac{p}{p_0}, \quad (9)$$

где γ — показатель адиабаты; p_0 — атмосферное давление, ρ_0 — плотность газовой среды при температуре T_0 и давлении p_0 ; T_0 — температура газовой среды до начала работы генератора.

Система уравнений (5)–(7) с учетом (8), (9) полностью описывает (в рамках сделанных приближений) основные параметры газовой среды в помещении при работе генераторов огнетушащих аэрозолей.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ, РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТОВ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Для верификации предложенной модели выполнены эксперименты по определению временной зависимости давления в негерметичном сосуде при сгорании твердотопливной композиции.

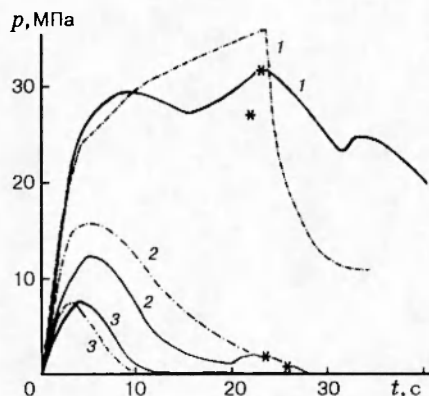
Опыты проведены на лабораторном экспериментальном стенде с реакционным сосудом объемом 50 дм³ в виде вертикального цилиндра высотой 800 и диаметром 300 мм. В качестве твердотопливной композиции использовали аэрозолеобразующий заряд типа Е-1 производства АО «Гранит» [9].

Заряд имел форму параллелепипеда сечением 1 см², высотой 49 мм и располагался в нижней части по оси сосуда. Для обеспечения равномерного сгорания заряда его боковые поверхности бронировали раствором жидкого стекла и затем высушивали. Для заряда Е-1 $Q = 4,5 \cdot 10^3$ Дж/кг, $\beta_0 = 0,5$ и $G_a = 3,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с.

В процессе опытов на одном из торцов экспериментального сосуда устанавливали шайбы с калиброванными отверстиями диаметром 1,2; 2,1; 3 и 5 мм. Отсутствие отверстий соответствовало опытам в герметичном сосуде, а при их наличии негерметичность, определяемая отношением площади отверстий к внутренней поверхности сосуда, составляла $1,26 \cdot 10^{-4}$; $3,87 \cdot 10^{-4}$; $7,9 \cdot 10^{-4}$; $2,2 \cdot 10^{-3}$ % соответственно. Давление измеряли датчиком «Сапфир-22».

Наряду с экспериментом проводили численное моделирование процесса. Входящие в эту модель параметры имели следующие значения: $c_p = 10^3$ Дж/(кг · К), $C_d = 0,8$, $p_0 = 10^5$ Па, $\rho_0 = 1,2$ кг/м³, $R = 8,31$ Дж/(моль · К), $M = 3 \cdot 10^{-2}$ кг/моль. Учитывалось, что площадь внутренней поверхности равнялась 0,9 м².

Необходимый для расчета коэффициент теплоотдачи α определяли по соотношению,



Типичные зависимости максимального избыточного давления Δp от времени t при сгорании твердотопливной композиции Е-1 в сосуде объемом 50 дм³:

1 — герметичный сосуд; 2 — диаметр сбросного отверстия $d = 3$ мм; 3 — $d = 5$ мм; сплошные линии — эксперимент, штриховые — расчет

характеризующему турбулентный теплообмен набегающего потока с пластиной [10]:

$$Nu = 0,0296 Re^{0,8} Pr^{0,43},$$

где $Nu = \alpha L / \lambda$ — число Нуссельта; $Re = UL / \nu$ — число Рейнольдса; Pr — число Прандтля для набегающего газового потока; L — характерный размер сосуда; U — скорость газа относительно его стенок; λ и ν — коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости газа.

Полагая, что теплофизические параметры газоаэрозольной смеси с воздухом соответствуют аналогичным значениям для воздуха, величину скорости потока газа по оси сосуда определим из приближенного соотношения

$$u_0 = \rho_s u_s T_s / \rho_0 T_0,$$

где, по данным изготовителя зарядов Е-1, плотность заряда $\rho_s = 1480$ кг/м³, линейная скорость горения $u_s = 2 \cdot 10^{-3}$ м/с, а температура аэрозоля на поверхности горения $T_s = 2380$ К.

Если в качестве определяющего параметра выбрать среднее значение скоростей потока на оси и на стенках сосуда, а параметры газозвушной смеси определить при среднемассовой температуре, равной в экспериментах 370 К, то получим, что $Re = 3,39 \cdot 10^5$ (турбулентный режим теплообмена), $Nu = 670$ и $\alpha = 26,8$ Дж/(м² · К).

Результаты расчетов вместе с экспериментальными данными представлены на рисунке. Видно, что, несмотря на простоту использованной математической модели, наблюдается неплохое согласие между расчетом и экспериментом. Обращает на себя внимание тот факт, что все экспериментальные кривые имеют максимум, положение которого зависит от негерметичности сосуда. При этом чем меньше негерметичность, тем дальше от начала координат расположен максимум давления. Наличие максимумов обнаруживается и в расчетах. Причем только для герметичного сосуда максимум давления совпадает с окончанием времени горения заряда. Такое удовлетворительное качественное соотношение между теоретической моделью процесса и экспериментом указывает на то, что сформулированные дифференциальные уравнения и принятые при их выводе допущения достаточно адекватно описывают условия эксперимента и правильно характеризуют процесс изменения давления как в герметичном, так и в негерметичном помещении при сгорании газоаэрозольных огнетушащих зарядов.

Происхождение максимума давления, реализуемого до окончания горения состава, может быть качественно объяснено следующим образом. С ростом давления в сосуде в на-

чальный период сгорания состава происходит увеличение массовой скорости истечения газовой среды до тех пор, пока сбросное отверстие не обеспечит требуемый для стабилизации давления массовый расход газа. Однако при дальнейшем горении состава температура истекающей газовой среды увеличивается, и при том же массовом расходе скорость потери энтальпии газа в сосуде возрастает. Это и приводит к соответствующему снижению давления.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Андреев В. А., Воробьев Е. И., Копылов Н. П.** Проблема создания и внедрения аэрозольных установок пожаротушения // Научно-техническое обеспечение противопожарных и аварийно-спасательных работ: Материалы XII Всерос. науч.-техн. конф. М.: ВНИИ противопожарной обороны, 1993. С. 146–147.
2. **Агафонов В. В., Жевлаков А. Ф., Копылов Н. П. и др.** Свойства аэрозолеобразующего состава СБК-2 (М) // Там же. С. 159–161.
3. **Баратов А. Н., Мышак Ю. А.** Проблемы аэрозольного пожаротушения // Пожаровзрывобезопасность. 1994. Т. 3, № 2. С. 53–59.
4. **Николаев В. М., Арбузов Н. Б., Жевлаков А. Ф.** Предельные условия тушения пожара в негерметичных помещениях // Пожарная безопасность–95: Материалы XIII Всерос. науч.-практ. конф. М.: ВНИИ противопожарной обороны, 1995. С. 174–175.
5. **Bradley D., Mitcheson A.** The venting of gaseous explosions in spherical vessel. Theory and experiment // Combust. Flame. 1978. V. 32, N 3. P. 221–255.
6. **Мольков В. В., Некрасов В. П.** Динамика сгорания газа в постоянном объеме при наличии истечения // Физика горения и взрыва. 1981. Т. 17, № 4. С. 17–24.
7. **Chippett S.** Modeling of vented deflagrations // Combust. Flame. 1984. V. 55, N 2. P. 127–140.
8. **Kordylewski W., Wach Z.** Influence of ducting on the explosion pressure // Combust. Flame. 1986. V. 66, N 1. P. 77–79.
9. **Генератор** системы аэрозольного тушения пожаров СОТ-1. Технические условия. ТУ400ТО«С»ЦЗ/130588-246-02-94. М.: АО «Гранит», 1994.
10. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача. М: Энергия. 1975.

*Поступила в редакцию 19/II 1996 г.,
в окончательном варианте — 26/VIII 1996 г.*
