

УДК 614.842.615+52-17

А. Н. КАМЛЮК¹, А. В. ШИРКО², А. В. ГРАЧУЛИН¹

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПЕНЫ
ПО ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМУ КАНАЛУ
МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ОБЪЕМОВ**

¹*Командно-инженерный институт МЧС Республики Беларусь, Минск, Беларусь,*

²*Белорусский государственный технологический университет, Минск, Беларусь,
e-mail: kan@kii.gov.by, a.shirko103@gmail.com, Grachulin_A@mail.ru*

Методом конечных объемов описано движение пены по рукавной линии пеногенерирующей системы со сжатым воздухом. Определена расчетная область и сформулированы граничные условия численного моделирования. Дана оценка числа Рейнольдса для этого потока и выбрана модель турбулентности. Определены и проанализированы характеристики потока газожидкостной смеси в каждом поперечном сечении канала. Установлены частные выражения для расчета потерь давления, а также изменения величин плотности и скорости газожидкостной смеси по длине канала.

Ключевые слова: пеногенерирующие системы со сжатым воздухом, движение газожидкостной смеси, численное моделирование, метод конечных объемов, потери давления.

A. N. KAMLUK¹, A. V. SHIRKO², A. V. GRACHULIN¹

**NUMERICAL SIMULATION OF MOTION OF FOAM IN
A HORIZONTAL CYLINDRICAL CHANNEL BY FINITE VOLUME METHOD**

¹*The Institute for Command Engineers of the Ministry of Emergencies, Minsk, Belarus,*

²*Belarusian State Technological University, Minsk, Belarus,
e-mail: kan@kii.gov.by, a.shirko103@gmail.com, Grachulin_A@mail.ru*

A description of motion of foam in hose line of compressed air foam system by finite volume method is presented. Computational domain and formulated boundary conditions of numerical simulation is determined. We assessed the Reynolds number for the flow and selected a turbulence model. The flow characteristics of the gas-liquid mixture in each cross section of the channel are determined and analyzed. Expression to calculate the pressure loss, as well as changes of values of density and velocity of the gas-liquid mixture along the channel is determined.

Keywords: compressed air foam system, motion of gas-liquid mixture, numerical simulation, finite volume method, pressure drop.

Введение. Вода – основное огнетушащее вещество, используемое при ликвидации пожаров на территории Республики Беларусь. Наряду с такими преимуществами ее применения в целях пожаротушения, как низкая стоимость и экологическая безвредность, существует и ряд недостатков. Из-за высокого поверхностного натяжения вода обладает низкой смачивающей способностью, вследствие чего быстро стекает с горящих объектов, и значительная часть ее не участвует в процессе тушения. В связи с этим приходится увеличивать интенсивность подачи и расход воды. Как следствие, возрастает экономическая составляющая ущерба, связанная с порчей материальных ценностей, вызванной излишним проливом воды.

Значительно увеличить огнетушащую эффективность воды возможно путем повышения смачивающей способности посредством использования пенообразователей (ПО) на основе поверхностно-активных веществ. Растворы ПО при смешении с водой и воздухом позволяют получить устойчивую пену различной кратности. Пены широко используются при тушении пожаров на промышленных предприятиях, складах нефти и ее производных. К достоинствам пен следует

отнести сокращение расхода воды и возможность тушения больших площадей (пена растекается по поверхности горючего материала) [1].

В настоящее время для получения воздушно-механической пены низкой кратности и подачи ее на тушение пожара используются воздушно-пенные стволы, стволы высокого давления с пенными насадками, стволы многофункциональные ручные, лафетные стволы с соответствующими характеристиками. В автоматических установках пенного пожаротушения с той же целью используются генераторы пены низкой кратности и пенные оросители.

Альтернативным способом получения пены низкой кратности является использование пеногенерирующих систем со сжатым воздухом (ПССВ). Принцип действия ПССВ заключается в принудительном введении воздуха в поток раствора воды и ПО с помощью компрессора (получение компрессионной пены). Далее пена по рукавной линии подается непосредственно на тушение пожара. За рубежом подобные системы называются compressed air foam system (CAFS).

Основными компонентами ПССВ являются центробежный насос, источник воды (цистерна), источник ПО (бак для ПО), воздушный компрессор, система дозирования с прямым впрыском ПО на выходе из центробежного насоса, смесительная камера и устройство контроля смешивания ПО, воды и воздуха в требуемых пропорциях. В отличие от стандартных насосных установок в ПССВ по рукавной линии подается газожидкостная смесь (пена). Применение данной системы при тушении пожаров имеет значительные преимущества по сравнению с традиционными технологиями: экономичность, многофункциональность, высокая эффективность [2–5].

Однако для эффективного применения ПССВ требуется методика расчета потерь давления в насосно-рукавной системе при подаче пены. Она должна опираться на математические модели, описывающие движение пены по этой системе, которые позволят определять характеристики потока с учетом многообразия факторов, влияющих на взаимодействие жидкой и газообразной фаз.

Двухфазные потоки имеют поверхность раздела между фазами, которая изменяется в пространстве и во времени. Для их описания используется классификация всех типов поверхности раздела по структурам с визуально-похожими формами границы раздела. На основании визуальных наблюдений обнаружено множество различных структур потока и предложено соответствующее количество наименований. В [6] авторы различают ряд основных структур: пузырьковую, расслоенную с гладкой или волновой поверхностью раздела, пробковую, кольцевую (серповидную), дисперсную. Обозначение смешанных структур, характерных для переходных областей, состоит из наименования двух смежных структур: пробко-дисперсная, пузырьково-пробковая и т. д. Кроме перечисленных структур указывается на существование снарядной, эмульсионной, распыленной и вспененной структур [6], которые в силу невысокой распространенности практически не изучены.

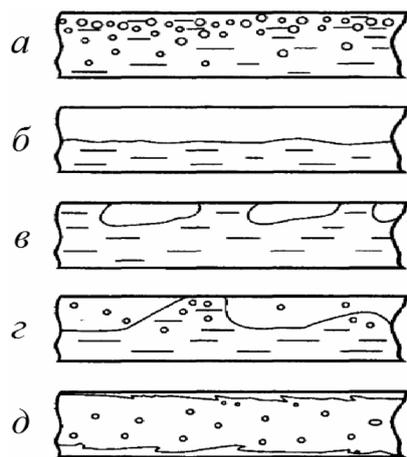


Рис. 1. Структуры газожидкостного потока в горизонтальных каналах: а – пузырьковая; б – расслоенная (волновая); в – снарядная (пробковая); г – гребневая (пробко-дисперсная); д – капельно-пленочная (дисперсно-кольцевая)

В [7] приведена несколько другая классификация структур горизонтального газожидкостного потока: пузырьковая, расслоенная, снарядная, гребневая и капельно-пленочная. Стоит отметить, что в этой же работе для газожидкостного подъемного течения (вертикального канала) выделяется вспененная структура потока, которая не рассмотрена для вертикальных опускных и горизонтальных течений.

Анализируя данные различных литературных источников [6–9], выделяем основные структуры газожидкостного потока в горизонтальных каналах (рис. 1). Появление той либо иной структуры потока в канале зависит от расходных и геометрических параметров потока, а также от физико-химических свойств компонентов газожидкостной смеси. Во время проведения предварительных экспериментальных исследований [10] визуально обнаружено, что газожидкостный поток в насосно-рукавной системе ПССВ имеет вспененную структуру. Это свидетельствует об интенсивном перемешивании жидкой и газовой фаз, что в свою очередь косвенно говорит о турбу-

лентном режиме течения газожидкостной смеси. Необходимо отметить, что поток приобретает пробковую структуру при достижении некоторого минимального значения концентрации ПО (в рамках эксперимента использовали состав огнетушащий пенообразующий ОПС-0.4) в рассматриваемом потоке при тех же расходных и геометрических параметрах. Это говорит о том, что снижение поверхностного натяжения воды (например, посредством использования ПО на основе ПАВ) является одним из необходимых условий для создания вспененной структуры газожидкостного потока. Таким образом, можно говорить о том, что в насосно-рукавной системе ПССВ он имеет вспененную структуру, характеристики которой (давление, скорость, расход, плотность, газосодержание) в каждом поперечном сечении канала не изучены из-за слабой распространенности данной структуры в технологических процессах.



Рис. 2. Расчетная схема экспериментальной установки

Постановка задачи. Задача моделирования заключается в численном описании движения пены по насосно-рукавной системе ПССВ при заданных (исходных) расходах компонентов газожидкостной смеси, геометрических размерах канала и избыточном давлении потока перед пожарным стволом (рис. 2). Модель должна обеспечить определение характеристик потока (давления, скорости и расхода, плотности и газосодержания) в каждом поперечном сечении канала. Необходимо уточнить, что задача рассматривается для прямолинейного горизонтального расположения канала.

Для возможности дальнейшей оценки результатов численного моделирования расходные и геометрические параметры потока, а также избыточное давление перед пожарным стволом принимаем в соответствии с данными предварительных экспериментальных исследований (таблица).

Характеристики предварительных экспериментальных исследований

Параметр	Значение
Объемный расход воды $Q_{\text{вод}}$, л/с	2,97
Массовый расход воды $G_{\text{вод}}$, кг/с	2,967
Объемный расход пенообразователя $Q_{\text{по}}$, л/с	0,03
Массовый расход пенообразователя $G_{\text{по}}$, кг/с	0,031
Объемный расход воздуха при атмосферном давлении $Q_{\text{возд. атм}}$, л/с	20
Массовый расход воздуха $G_{\text{возд}}$, кг/с	0,024
Избыточное давление перед пожарным стволом $p_{\text{ств}}$, кПа	152
Длина канала $l_{\text{кан}}$, м	100
Диаметр канала $d_{\text{кан}}$, м	0,051

С целью подтверждения турбулентного режима течения газожидкостной смеси при принятых расходных и геометрических параметрах потока, а также избыточном давлении перед пожарным стволом оценим число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\rho_{\text{см}} U_{\text{см}} d_{\Gamma}}{\mu_{\text{см}}}, \quad (1)$$

где $\rho_{\text{см}}$ – плотность газожидкостной смеси, кг/м³; $U_{\text{см}}$ – средняя скорость потока газожидкостной смеси, м/с; d_{Γ} – гидравлический диаметр трубы, м; $\mu_{\text{см}}$ – динамическая вязкость газожидкостной смеси, Па·с.

Для определения плотности газожидкостной смеси в канале используем выражение

$$\rho_{\text{см}} = \frac{G_{\text{см}}}{Q_{\text{см}}} = \frac{Q_{\text{вод}} \rho_{\text{вод}} + Q_{\text{ПО}} \rho_{\text{ПО}} + Q_{\text{возд. атм}} \rho_{\text{возд. атм}}}{Q_{\text{вод}} + Q_{\text{ПО}} + Q_{\text{возд. кан}}}. \quad (2)$$

Здесь $G_{см}$ – массовый расход газожидкостной смеси, кг/с; $Q_{см}$ – объемный расход газожидкостной смеси, м³/с; $\rho_{вод}$ – плотность воды, 998 кг/м³; $\rho_{ПО}$ – плотность ПО, 1035 кг/м³; $\rho_{возд. атм}$ – плотность воздуха, 1,204 кг/м³; $Q_{возд. кан}$ – объемный расход воздуха внутри канала, м³/с.

Учитывая постоянство массового расхода воздуха и рассматривая воздух как баротропную среду, определяем объемный расход воздуха в канале

$$Q_{возд. кан} = \frac{G_{возд}}{\rho_{возд. кан}} = \frac{Q_{возд. атм} \rho_{возд. атм}}{\rho_{возд. кан}} = \frac{Q_{возд. атм} \rho_{возд. атм}}{\rho_{возд. кан}} = \frac{Q_{возд. атм} \rho_{возд. атм}}{\rho_{возд. атм} + p_{ств}}, \quad (3)$$

равный 8 л/с. Следовательно, при учете объемных расходов воды и ПО объемный расход газожидкостной смеси равен 11 л/с. Подставим полученное значение в выражение (2) и определим, что плотность газожидкостной смеси в канале равна 275 кг/м³.

Среднюю скорость потока газожидкостной смеси находим из соотношения

$$U_{см} = \frac{Q_{см}}{S_{кан}} = \frac{4Q_{см}}{\pi d_{кан}^2} = 5,4 \text{ м/с}. \quad (4)$$

Так как величина динамической вязкости газожидкостной смеси нам не известна, то для оценки числа Рейнольдса принимаем значение динамической вязкости воды $\mu_{см} = \mu_{вод} = 1,002 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Исходя из приведенных допущений и результатов расчетов по формулам (2)–(4), по (1) определяем $Re = 75584$. На основании этого делаем вывод, что режим течения газожидкостной смеси при принятых расходных и геометрических параметрах потока, а также избыточном давлении перед пожарным стволом является развитым турбулентным.

Определение расчетной области численного моделирования. Для описания пристеночного слоя используются стандартные пристеночные функции. Для пристыковки пристеночных функций турбулентности по выбранному в зависимости от характера течения пристеночному параметру y^+ рассчитываем размер пристеночной ячейки. Значение пристеночного параметра y^+ определяем по формуле

$$y^+ = \frac{\rho_{см} y U_{\tau}}{\mu_{см}}, \quad (5)$$

где U_{τ} – скорость сдвига.

Для определения скорости сдвига необходимо найти коэффициент трения

$$C_f = 0,079 Re^{-0,25} = 0,079 \cdot 75584^{-0,25} = 0,0048,$$

сдвиговое напряжение у стенки

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho_{см} U_{см}^2 = \frac{1}{2} 0,0048 \cdot 275 \cdot 5,4^2 = 19,2 \text{ Па}.$$

Тогда получим, что скорость сдвига

$$U_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_{см}}} = \sqrt{\frac{19,2}{275}} = 0,26 \text{ м/с}.$$

Приняв значение y^+ равным 1, найдем

$$y = \frac{y^+ \mu_{см}}{U_{\tau} \rho_{см}} = \frac{1 \cdot 1,002 \cdot 10^{-3}}{0,26 \cdot 275} = 0,014 \text{ мм}.$$

По рассчитанному размеру первой ячейки строится структурированная гексагональная сетка конечных элементов.

Модель турбулентности и граничные условия. Методом конечных объемов в Ansys Fluent для каждой фазы (жидкая – раствор воды с ПО, газовая – воздух) численно решаются базовые уравнения гидродинамики, в состав которых входят [10]

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0, \quad (6)$$

уравнение движения

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i, \quad (7)$$

где p – давление; τ_{ij} – компоненты тензора сдвиговых напряжений; ρg_i – компонента вектора гравитации, F_i – внешние поверхностные силы.

Помимо уравнений (6) и (7) из-за сжимаемости газожидкостной смеси рассматривается уравнение состояния вида

$$p = \rho R_{уд} T, \quad (8)$$

где $R_{уд}$ – удельная газовая постоянная, T – температура.

Как было отмечено выше, принимаем, что рассматриваемое движение газожидкостной смеси по горизонтальному каналу является турбулентным. Для описания турбулентного движения используем модель на основе осреднения по Рейнольдсу (Reynolds-averaged Navier-Stokes–RANS). Исходные уравнения (6) и (7) осредняют по всему спектру пульсаций в соответствии с определением

$$\bar{u}_j = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T u_j(t) dt.$$

После осреднения уравнений (6), (7) в них появляются неизвестные корреляции пульсирующих величин, так называемые рейнольдсовы (турбулентные) напряжения, без определения которых осредненные уравнения не могут быть решены.

Задачей модели турбулентности является определение рейнольдсовых напряжений. Для моделирования турбулентного течения газожидкостной смеси в горизонтальном цилиндрическом канале используем модель SST (Shear Stress Transport model) [11], которая, как показала практика, приводит к лучшему согласию с результатами экспериментальных исследований на данном классе течений. Она основана на линейной комбинации модели $k-\omega$ Вилкокса в пристеночных областях и модели $k-\epsilon$ вдали от стенок [12]. Данная модель хорошо зарекомендовала себя в расчетах отрывных течений с небольшой зоной отрыва.

Однако стоит отметить, что предлагаемая модель представляет собой систему дифференциальных уравнений, имеющую бесконечное множество решений. Чтобы получить искомое решение системы, соответствующее рассматриваемому физическому процессу, необходимо задать дополнительные условия, включающие в себя граничные условия.

На левой границе расчетной области приняты массовые расходы компонентов газожидкостной смеси (таблица), так как их значения неизменны в каждом поперечном сечении канала. Значения объемных расходов возрастают по мере расширения газового компонента (воздуха) в потоке. На правой границе принято значение избыточного давления перед пожарным стволом (таблица), так как при заданных массовых расходах оно остается неизменным. Исходя из вычислительных возможностей используемого оборудования и относительно небольшого диаметра канала, считаем, что длины канала 10 м будет достаточно для получения полной картины процесса течения газожидкостной смеси в канале.

Результаты моделирования. При решении уравнений (6)–(8) получим, что потери давления на единице длины канала составили

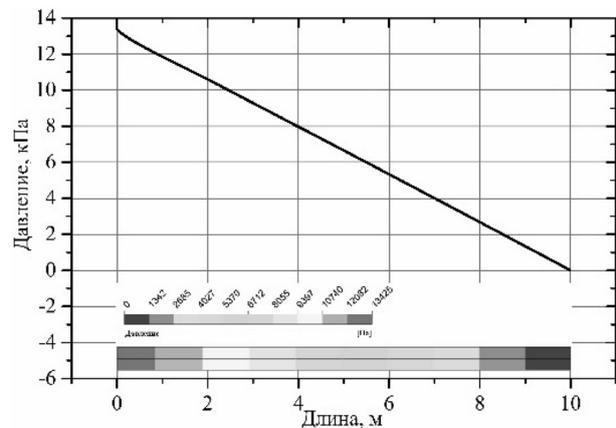


Рис. 3. Потери давления по длине канала при движении газожидкостной смеси

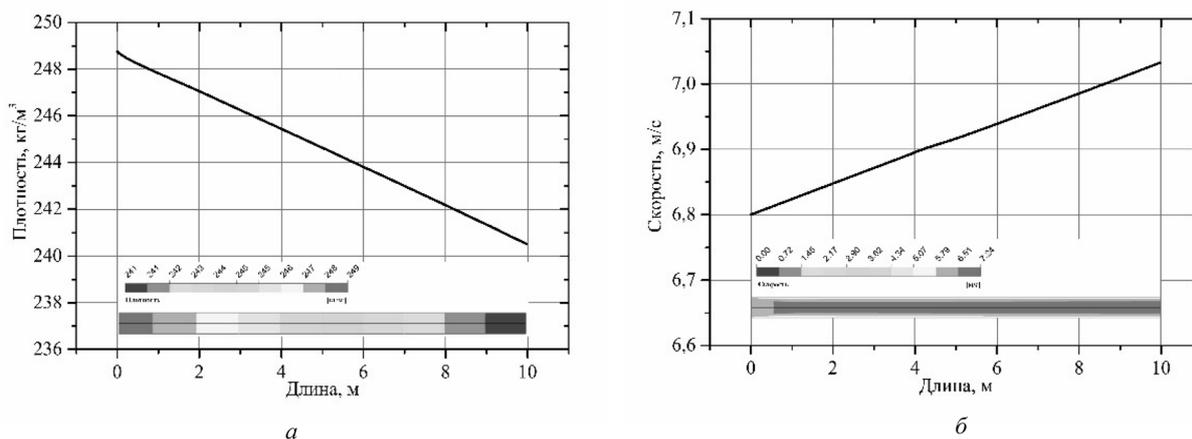


Рис. 4. Изменение плотности (а) и скорости (б) газожидкостной смеси по длине канала

$\Delta p_{\text{расч}} = 1342,5 \text{ Па/м}$ (рис. 3). Стоит отметить, что по результатам предварительных экспериментальных испытаний удельные потери составили 1420 Па/м . Таким образом, отличие результатов численного моделирования от экспериментальных данных составило $5,8\%$, что свидетельствует об адекватности модели с учетом принятых допущений.

Величина потерь давления при движении воды оказываются ниже, чем при движении газожидкостной смеси с таким же объемным расходом по воде, на $52,5\%$ [13]. Это можно объяснить тем, что по мере движения газожидкостной смеси в канале происходит падение давления, что приводит к расширению находящегося в потоке воздуха. Как следствие, уменьшается плотность газожидкостной смеси и возрастает скорость движения потока. Это подтверждается численными расчетами (рис. 4). Из рис. 4, а видно, что значение плотности газожидкостной смеси линейно уменьшается на $0,8 \text{ кг/м}^3$ на одном метре канала. В свою очередь на рис. 4, б показано изменение значения средней по сечению скорости потока газожидкостной смеси, которое имеет также линейный вид, причем скорость возрастает от $6,8$ до $7,04 \text{ м/с}$ на 10 м канала. Следовательно, средняя скорость газожидкостной смеси на одном метре канала увеличивается на $0,024 \text{ м/с}$.

В силу линейной зависимости исследуемых параметров по длине канала не трудно получить выражения вида $\Delta p = f(l)$, $\Delta \rho_{\text{см}} = f(l)$ и $\Delta U_{\text{см}} = f(l)$ для расчета насосно-рукавных систем ПССВ. На основании данных рис. 3, 4 получим

$$\Delta p = p_0 - 1342,5l,$$

$$\Delta \rho_{\text{см}} = \rho_{\text{см}0} - 0,8l,$$

$$\Delta U_{\text{см}} = U_{\text{см}0} + 0,024l,$$

где p_0 , $\rho_{\text{см}0}$, $U_{\text{см}0}$ – значения давления (Па), плотности смеси (кг/м^3) и средней скорости смеси (м/с) на входе в канал соответственно, l – длина канала, м.

Заключение. Таким образом, поток пены в насосно-рукавной системе ПССВ имеет вспененную структуру, которая переходит в пробковую при достижении некоторого минимального значения концентрации ПО в рассматриваемом потоке при тех же расходных и геометрических параметрах. Наличие вспененной структуры потока, а также оценка числа Рейнольдса указывают на турбулентный режим течения газожидкостной смеси в канале при заданных граничных условиях.

В результате численных расчетов получено:

потери давления на единице длины канала составили $1342,5 \text{ Па/м}$, что отличается от результатов предварительных экспериментальных испытаний на $5,8\%$;

плотность газожидкостной смеси на одном метре канала уменьшается на $0,8 \text{ кг/м}^3$;

средняя скорость смеси на одном метре канала увеличивается на $0,024 \text{ м/с}$.

Изменение плотности и средней скорости газожидкостной смеси является следствием расширения находящегося в потоке воздуха по мере уменьшения давления в канале. Следует отметить, что потери давления по длине канала имеют линейную зависимость, несмотря на возрастание скорости потока и уменьшение плотности газожидкостной смеси по длине канала. Установлены частные выражения для расчета потерь давления, а также изменения величин плотности и скорости газожидкостной смеси по длине канала.

Таким образом, предлагаемая модель хорошо согласуется с результатами предварительных экспериментальных исследований при данных граничных условиях. Однако использование этой модели в методике расчета потерь давления в насосно-рукавной системе ПССВ требует большого количества дополнительных расчетов для различных граничных условий и их сопоставления с результатами экспериментальных исследований.

Список использованной литературы

1. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов и средства их тушения: Справ. изд.: в 2 книгах; кн. 1 / А. Н. Баратов [и др.]. – М.: Химия, 1990. – 496 с.
2. *Colletti, D. J.* Compressed-air foam mechanics / D. J. Colletti // *Fire Engineering*. – 1994, March. – 147 p.
3. *Taylor, R. G.* Technical Report 98: Compressed Air Foam Systems in Limited Staffing Conditions / R. G. Taylor. – Morristown Fire Bureau – Morristown, New Jersey, 1998. – P. 75–112.
4. Описание технологии NATISK. [Electronic resource]. – 2015. – Mode of access: <http://www.specialauto.ru/natisk/1106.html> – Date of access: 05.11.2015.
5. *Бурдин, А. М.* Установки пожаротушения с использованием компрессионной пены. Технологические особенности и преимущества / А. М. Бурдин // Актуальные проблемы пожарной безопасности: материалы XXVII Междунар. науч.-практ. конф., посвященной 25-летию МЧС России. В 3 ч. Ч. 2. – М.: ВНИИПО, 2015. – С. 274–286.
6. *Гриценко, А. И.* Гидродинамика газожидкостных смесей в скважинах и трубопроводах / А. И. Гриценко, О. В. Клапчук, Ю. А. Харченко. – М.: Недра, 1994. – 238 с.
7. *Островский, Г. М.* Новый справочник химика и технолога. Процессы и аппараты химических технологий. Ч. 1. / Г. М. Островский. – СПб.: АНО НПО Професионал, 2004. – 848 с.
8. *Кутателадзе, С. С.* Гидродинамика газожидкостных систем / С. С. Кутателадзе, М. А. Стырикович. – М.: Энергия, 1976. – 296 с.
9. Гидродинамика газо-жидкостных смесей в трубах / В. А. Мамаев [и др.]. – М.: Недра, 1969. – 208 с.
10. *Белов, И. А.* Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / И. А. Белов, С. А. Исаев – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т., 2001. – 108 с.
11. *Menter, F. R.* Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows / F. R. Menter // Proc. 24th Fluid Dynamics Conference. – Florida, 1993. – P. 1993–2006.
12. *Ильина, Е. Е.* Применимость различных дифференциальных моделей турбулентности при численном расчете сверхзвуковых неизобарических струй / Е. Е. Ильина, Т. Е. Ильина, П. В. Денисенко // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. – 2015. – Т. 15, № 3(97). – С. 509–516.
13. *Пармон, В. В.* Описание экспериментальной установки для исследования движения пены в горизонтальном цилиндрическом канале / В. В. Пармон [и др.] // Вестник Командно-инженерного института МЧС Республики Беларусь. – 2015. – № 1(21). – С. 47–53.

Поступила в редакцию 21.01.2016