



# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

УДК 536.25:536.423.4

*А.Г. Абрамов, Г.А. Ковалёв, Е.М. Смирнов*

## **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИРКУЛЯЦИИ ПАРОВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ И СОПУТСТВУЮЩЕЙ КОНДЕНСАЦИИ НА РЯДЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ТРУБОК**

*A.G. Abramov, G.A. Kovalev, E.M. Smirnov*

St. Petersburg State Polytechnical University,  
29 Politekhnikeskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

## **NUMERICAL SIMULATION OF CIRCULATION OF STEAM-AIR MIXTURE AND FILM CONDENSATION ON SERIES OF VERTICAL TUBES**

В работе представляются результаты проведенных в трехмерной стационарной постановке по методу RANS расчетов турбулентной конвекции паровоздушной смеси, совершающей циркуляционное движение в замкнутой области, при наличии пленочной конденсации пара на расположенном в центральной части бесконечном ряде охлаждаемых вертикальных трубок. Основная цель расчетов – изучение влияния расстояния между трубками на структуру течения и характеристики теплоотдачи. Изложена математическая модель исследуемых процессов, программная реализация которой расширила возможности исследовательского CFD-кода SINF. По результатам расчетов выполнен обстоятельный анализ структуры полей скорости, температуры и массовой концентрации компонентов смеси в области, а также распределений теплового потока, отводимого через поверхности трубок.

**СВОБОДНАЯ КОНВЕКЦИЯ, ТЕПЛОМАССОБМЕН, ПЛЕНОЧНАЯ КОНДЕНСАЦИЯ, НЕКОНДЕНСИРУЮЩИЕСЯ ГАЗЫ, ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ТУРБУЛЕНТНОСТЬ.**

The paper presents results of 3D steady-state RANS computations of turbulent convection of steam-air mixture performing a circulating motion in a confined enclosure under conditions of film condensation of steam on an infinite row of cooled vertical tubes located in the central part of enclosures. The aim of the computations is to study the influence of the distance between the tubes on the flow structure and heat transfer characteristics. Software implementation of the presented mathematical model of the processes under consideration has extended the possibilities of the in-house CFD-code SINF. On the base of the obtained computational results a comprehensive analysis of the structure of the velocity, temperature and concentration fields, as well as the distribution of the heat flux on the surfaces of the tubes is done.

**FREE CONVECTION, HEAT AND MASS TRANSFER, FILM CONDENSATION, NON-CONDENSABLE GASES, NUMERICAL SIMULATION, TURBULENCE.**

Сегодня повышенное внимание уделяется вопросам обеспечения безопасности действующих и проектируемых энергоблоков АЭС нового поколения, в том числе предусматривающих применение за-

щитных систем, основанных на свободно-конвективном механизме удаления теплоты распада при возникновении аварийных ситуаций [1, 2]. Конструируемые системы безопасности с пассивным принципом

действия должны в течение длительного времени обеспечивать поддержание допустимого уровня давления внутри защитной оболочки (контейнента) при запроектной аварии, связанной с потерей теплоносителя (воды). Предполагается, что удаление водяного пара, образующегося в нижней части контейнента и перетекающего в подкупольное помещение, происходит путем его конденсации на располагаемых в подкупольном пространстве вертикально ориентированных теплообменниках или на стенках контейнента [2].

Пленочная конденсация пара происходит при этом в присутствии неконденсирующихся газов (водорода, выделяющегося в ходе аварии, и воздуха, содержащегося в объеме защитной оболочки), что, как известно, существенно снижает интенсивность теплоотдачи. При определяющем действии сил плавучести, у поверхностей конденсации развивается свободно- или смешано-конвективное течение, которое в реальных режимах эксплуатации носит турбулентный характер. Теплообменники, на внешней поверхности которых создаются условия для конденсации пара, обычно представляют собой ряд разнесенных, вертикально ориентированных трубчатых элементов, охлаждаемых изнутри водой.

На эффективность работы такой теплоотводящей системы в ряду других факторов могут влиять ее конструктивные особенности и, в частности, расстояние между трубками теплообменника. Нисходящие пограничные слои у поверхностей соседствующих трубок в случае малых межтрубных зазоров могут пересекаться, взаимодействовать друг с другом и с формирующимся в замкнутых объемах контейнента циркулирующим конвективным потоком, что сказывается на структуре течения и тепломассообменных процессах. Судя по известной авторам литературе, данный вопрос до настоящего времени сколько-нибудь подробно не изучался.

Проведение натурных экспериментов в реальных условиях эксплуатации реакторов представляет собой труднореализуемую и весьма дорогостоящую задачу. На сегодняшний день наиболее доступным и перспек-

тивным инструментом для исследований по проблеме является численное моделирование на основе уравнений Навье–Стокса. Следует заметить, что соответствующие расчетные модели были введены в практику при проведении исследований относительно недавно [2, 3]. Численное моделирование выполняется либо с использованием коммерческих CFD-кодов общего назначения, либо проблемно-ориентированных солверов собственной разработки.

На кафедре гидроаэродинамики СПбГПУ с начала 1990-х годов ведутся работы по развитию программного комплекса (ПК), ориентированного на численное решение трехмерных нестационарных уравнений Навье – Стокса для областей с произвольной геометрией (ПК SINF) [4]. В течение последних нескольких лет этот код был доработан для придания ему возможностей по решению трехмерных задач свободной и смешанной конвекции парогазовой смеси с учетом поверхностной и объемной конденсации пара в присутствии неконденсирующихся газов. На основе доработанного ПК в двумерной (осесимметричной) и трехмерной постановках были получены численные решения ряда задач по рассматриваемой тематике [5–7].

Опыт приложения низкорейнольдсовых моделей турбулентности, замыкающих осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье – Стокса (RANS), для численного предсказания интенсивности поверхностной конденсации в присутствии неконденсирующегося газа, применительно к модельной задаче свободной конвекции около вертикальной изотермической пластины представлен в [5]. В публикациях [6, 7] обсуждаются результаты расчетов свободно-конвективного течения паровоздушной смеси в замкнутой полости с пленочной конденсацией пара на центральной вертикальной трубке, проведенных в осесимметричной и трехмерной постановках для условий, приближенных к известным среди специалистов экспериментам [8].

Представленная работа посвящена численному моделированию на основе метода RANS турбулентной конвекции паровоздушной среды, совершающей циркуляци-

онное движение в поле силы тяжести, и сопутствующей пленочной конденсации пара на боковых поверхностях бесконечного ряда охлаждаемых вертикальных трубок. Основное внимание уделяется изучению влияния расположения трубок на структуру течения и распределение теплового потока по поверхностям конденсации. Отдельные геометрические и физические параметры расчетов были заимствованы из работы [8].

### Постановка задачи

Объектом исследования является циркуляционное конвективное движение паровоздушной смеси в области, представляющей собой бесконечную камеру прямоугольного сечения, высотой 4 м и шириной 0,45 м, с помещенным в ее центральной части бесконечным рядом вертикальных цилиндрических трубок. Эти трубки расположены на одинаковом расстоянии друг от друга; на рис. 1, а показаны три трубки из рассматриваемого бесконечного ряда. На охлаждаемой внешней поверхности трубок, имеющих высоту 3,5 м и внешний радиус  $R = 0,019$  м (геометрические параметры взяты из работы [8]), создаются условия для конденсации горячего пара, который поступает в объем со дна камеры. С учетом симметрии задачи в двух

пространственных направлениях, расчеты выполнялись для области, содержащей четверть окружности одной из трубок. Размер области по трансверсальной координате  $z$  (рис. 1, б) составлял  $R + L/2$ , где  $L$  – ширина межтрубного зазора.

Расчеты были проведены для пяти различных геометрий областей с разными значениями  $L$ , составлявшими  $0,5R$ ,  $1R$ ,  $2R$ ,  $4R$  и  $6R$ . На внешней поверхности трубки задавалось одинаковое значение температуры  $T = 349,6$  К, полученное путем пространственного осреднения данных [8]. На нижней границе задавался однородный массовый поток горячего пара ( $T = 383,7$  К), значение которого вычислялось для каждого из вариантов с условием одинаковости интегрального потока пара для всех пяти геометрий: он должен быть равным  $1,37 \cdot 10^{-4}$  кг/с. Верхняя стенка камеры полагалась теплоизолированной. Такое же условие принималось и для боковой вертикальной стенки. На трех остальных вертикальных границах задавалось условие симметрии. Особенности постановки граничных условий на поверхности конденсации обсуждаются в следующем разделе.

Во всех расчетах начальный уровень давления в камере составлял 1,5 атм. При вычислениях стартовым считалось состоя-

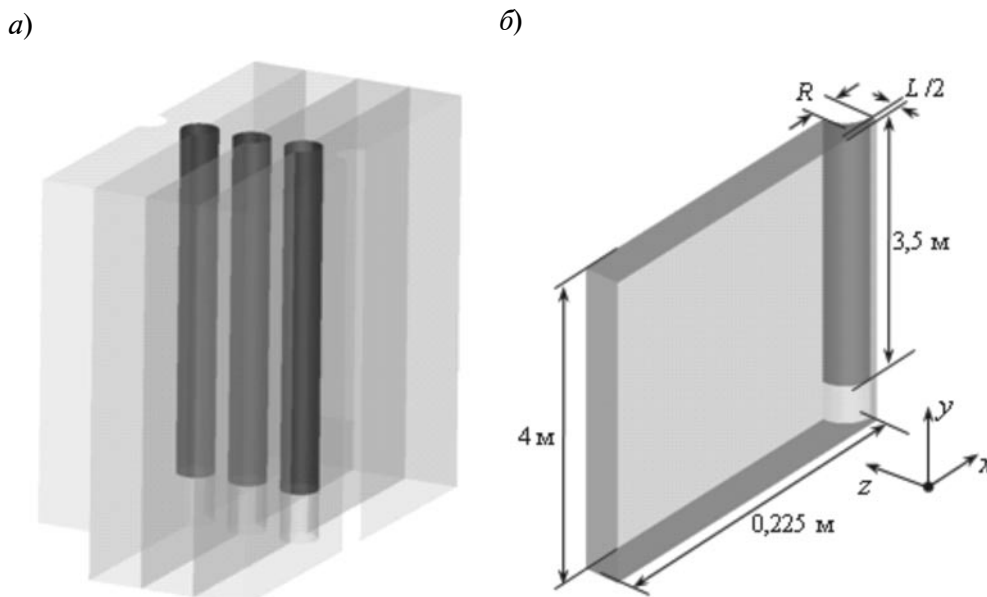


Рис. 1. Схема к постановке задачи (а) и геометрия расчетной области (б)

**Физические свойства компонентов паровоздушной смеси**

Компонент	$M$ , кг/кмоль	$\mu$ , $10^{-5}$ Па·с	$c_p$ , Дж/(кг·К)	Pr
Воздух	29	1,850	1010	0,71
Пар	18	0,995	2129	0,9

Обозначения:  $M$  – молекулярный вес,  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости,  $c_p$  – удельная теплоемкость, Pr – молекулярное число Прандтля.

ние покоящейся среды при однородных полях температуры (368,0 К) и массовой концентрации пара 0,44. Значения температуры на границах области и физические свойства смеси соответствовали одному из экспериментальных режимов [8].

В таблице приведены использованные в расчетах физические свойства компонентов смеси.

**Математическая модель**

Рассматривается низкоскоростное турбулентное конвективное течение двухкомпонентной парогазовой смеси, происходящее в поле силы тяжести. Система определяющих уравнений включает в себя уравнения баланса массы, импульса и энергии для смеси в целом, а также уравнение переноса водяного пара [9]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0; \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \mathbf{V}) = -\nabla p^* + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{g}(\rho - \rho_h), \tag{2}$$

$$p^* = p - p_h, \nabla p_h \equiv \rho_h \mathbf{g};$$

$$c_p \left[ \frac{\partial \rho T}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} T) \right] = \tag{3}$$

$$= \frac{\partial p_a}{\partial t} - \nabla \cdot \mathbf{q} - (c_{p,g} \dot{\mathbf{m}}_g + c_{p,v} \dot{\mathbf{m}}_v) \cdot \nabla T;$$

$$\frac{\partial \rho y_v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} y_v) = \nabla \cdot \dot{\mathbf{m}}_v; \tag{4}$$

$$y_g + y_v = 1.$$

Здесь  $\rho$ ,  $p$ ,  $\mathbf{V}$ ,  $T$  – плотность, давление, скорость и температура смеси;  $p^*$  – модифицированное давление;  $p_h$  – гидростатическое давление;  $\rho_h$  – среднеобъемная плотность;  $p_a$  – среднее давление по объему смеси;  $c_p$  – удельная теплоемкость смеси;  $y_i = \rho_i / \rho$  – массовые концентрации компонентов ( $\rho_i$  – парциальная плотность,

$i = 1, 2$  или  $v, g$ ). Нижними индексами здесь и далее обозначены соответствующие величины для пара ( $v$ ) и неконденсирующегося газа ( $g$ ).

В рамках принятого приближения существенно дозвукового течения можно пренебречь преобразованием механической энергии потока во внутреннюю, поэтому в уравнении энергии (3) опущены соответствующие члены и учитывается изменение во времени лишь среднего давления  $p_a$ .

Плотность среды определяется уравнением состояния, которое для смеси совершенных газов имеет вид:

$$\rho = \frac{p_a}{RT(y_g / M_g + y_v / M_v)}, \tag{5}$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная,  $M_i$  – молекулярные веса компонентов.

Суммарный (включающий молекулярную и турбулентную составляющие) диффузионный перенос представлен в системе уравнений (1) – (4) тензором напряжений  $\boldsymbol{\tau}$  и векторами плотности потока тепла  $\mathbf{q}$  и массовых потоков компонентов  $\dot{\mathbf{m}}_i$ . Для их вычисления используются градиентные аппроксимации в форме законов Ньютона, Фурье и Фика:

$$\boldsymbol{\tau} = (\mu + \mu_t) \left( 2\mathbf{S} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{V}) \mathbf{I} \right); \tag{6}$$

$$\mathbf{q} = - \left( \lambda + \frac{\mu_t c_p}{Pr_t} \right) \nabla T; \tag{7}$$

$$\dot{\mathbf{m}}_i = - \left( \rho D_i + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla y_i, \tag{8}$$

с введением турбулентных чисел Прандтля  $Pr_t$  и Шмидта  $Sc_t$ .

Динамический коэффициент вязкости и удельная теплоемкость смеси определяются путем «взвешивания» соответствующих величин компонентов пропорционально их массовым концентрациям:

$$\begin{aligned} \mu &= y_g \mu_g + y_v \mu_v; \\ c_p &= y_g c_{p,g} + y_v c_{p,v}. \end{aligned} \quad (9)$$

Вязкость компонентов рассчитывается на основе степенной зависимости от температуры в виде:

$$\mu_i = \mu_{0,i} \cdot (T / T_0)^{0,76}, \quad (10)$$

где  $\mu_0$  – значение вязкости при базовой температуре  $T_0$ .

Коэффициент теплопроводности смеси  $\lambda$  вычисляется с использованием «взвешенного» значения молекулярного числа Прандтля:

$$\lambda = \frac{\mu c_p}{Pr}, \quad Pr = y_g Pr_g + y_v Pr_v. \quad (11)$$

Для вычисления эффективных коэффициентов диффузии  $D_i$  компонентов паровоздушной смеси применяется соотношение [10]:

$$D_0 = D_1 = 2,64 \cdot 10^{-5} \frac{p_0}{p_a} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{2,072}, \quad (12)$$

где  $p_0$  – базовый уровень давления.

Моделирование турбулентности производится с привлечением SST-модели Менгера [11]; дополнительная генерация за счет действия сил плавучести не учитывается. Турбулентные числа Прандтля и Шмидта задавались равными 0,9.

При решении задачи с накачкой давления за счет подачи пара в замкнутый объем для определения текущего уровня давления  $p_a$  требуется дополнительное условие, выражающее интегральный баланс массы в расчетной области. В предположении герметичности объема в качестве такого условия используется условие сохранения массы воздуха, для которого уравнение переноса не решается, а массовая доля определяется вычитанием из единицы массовой доли пара. Начальная масса воздуха вычисляется при заданном начальном давлении, температуре и составе смеси, после чего на каждой итерации уровень давления корректируется, чтобы обеспечить те же значения массы воздуха при текущем распределении температуры и концентрации компонентов.

При наличии поверхностной конденсации влажного пара на охлаждаемой поверх-

ности образуется пленка конденсата, которая стекает под действием силы тяжести. В рамках принятой модели равновесной конденсации парциальное давление пара на поверхности пленки конденсата равно давлению насыщенных паров при соответствующей температуре. Связь давления пара с температурой в состоянии насыщения вычисляется с помощью аппроксимации, использованной в работе [12]. В принятом в расчетах приближении бесконечно тонкой пленки температура на границе с пленкой предполагается равной заданной температуре стенки, а продольная компонента скорости – равной нулю.

Граничное условие для массовой доли пара на поверхности пленки записывается в виде

$$\begin{aligned} y_{v,\delta} &= y_s = \frac{\rho_s}{\rho} = \frac{p_s}{p_a} \cdot \frac{M_v}{M} = \\ &= \left( 1 + \frac{M_g}{M_v} \cdot \frac{p_a - p_s}{p_s} \right)^{-1}; \quad \rho_s = \frac{p_s M_v}{RT}, \end{aligned} \quad (13)$$

где индекс  $\delta$  отвечает поверхности пленки.

Полный (включающий конвективную и диффузионную составляющие) массовый поток  $\dot{m}_\Sigma$  влаги, уходящей в пленку, равен массовому потоку смеси. Граничное условие для нормальной составляющей скорости  $V_{n,\delta}$  на поверхности пленки может быть записано следующим образом:

$$\begin{aligned} \dot{m}_\Sigma &= \rho y_{v,\delta} V_{n,\delta} - \rho D_v \left( \frac{\partial y_v}{\partial n} \right)_\delta = \rho V_{n,\delta} \Rightarrow \\ \Rightarrow V_{n,\delta} &= - \frac{D_v}{1 - y_{v,\delta}} \left( \frac{\partial y_v}{\partial n} \right)_\delta. \end{aligned} \quad (14)$$

Полный тепловой поток  $q_\Sigma$  на стенке обусловлен переносом тепла за счет теплопроводности и выделением тепла при конденсации пара:

$$q_\Sigma = q_{n,\delta} + q^{cond} = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_\delta + r \rho V_{n,\delta}, \quad (15)$$

где  $r$  – удельная теплота парообразования.

### Вычислительные аспекты

Расчеты проведены в трехмерной стационарной постановке на базе метода RANS с использованием исследовательского программного CFD-комплекса (ПК) SINF

(Supersonic to INcompressible Flows) [4]. Применительно к рассматриваемому классу течений ПК позволяет моделировать свободную и смешанную конвекцию воздуха в его смеси с водяным паром и/или другими сопутствующими неконденсирующимися газами.

Пространственная дискретизация уравнений в ПК SINF осуществляется по методу контрольного объема со вторым порядком точности. Для получения нестационарных решений применяется неявная схема второго порядка по физическому времени. На каждой итерации вычислительного процесса производится линеаризация системы, которая является результатом дискретизации исходных дифференциальных уравнений. Решение полученной системы линейных алгебраических уравнений выполняется с помощью методов, основанных на подпространствах Крылова (сопряженных/бисопряженных градиентов с предобуславливанием). Для нахождения поля давления, которое бы обеспечивало выполнение баланса массы в низкоскоростных потоках, используется подход, базирующийся на методе SIMPLEC и предполагающий решение уравнения Пуассона, сконструированного специальным образом. Параллелизация кода выполнена на основе метода декомпозиции расчетной области на блоки и применения библиотеки MPI для обеспечения межблочного обмена данными.

Размерность расчетных сеток для пяти вариантов расчетов находилась в пределах от 440 до 920 тыс. ячеек с выполнением условия  $y^+ \leq 1$  для нормированного расстояния до стенки в первой расчетной точке у поверхности трубки. Метод RANS с использованием модели турбулентности SST Менстера позволил получить сошедшиеся решения для всех рассчитанных вариантов. Следует отметить, что для обсуждаемой задачи характерен крайне длительный переходный процесс, во время которого происходит развитие течения в объеме и устанавливается некоторый уровень давления, а также выходят на стационарный уровень значения среднеобъемных плотности, температуры и массовых долей компонентов смеси.

Расчеты выполнялись на вычислительном кластере, состоящем из набора однотипных восьмиядерных узлов.

### Результаты расчетов

**Структура течения в полости.** Особенности структуры течения представлены на рис. 2, *a–в* картинами линий тока, а также распределениями изолиний температуры и массовой доли пара в поперечном вертикальном сечении расчетной области (для варианта с  $L = 1R$ ).

Рассчитанные картины полей аналогичны для всех рассмотренных геометрий. В полости формируется циркуляционное турбулентное течение конвективной природы с выраженными неоднородностями в полях физических величин. Горячий насыщенный пар, поступая в объем с нижней границы, поднимается вверх преимущественно вдоль боковой стенки камеры, смешивается с более тяжелым воздухом и постепенно остывает. Затем паровоздушная смесь перетекает в горизонтальном направлении к центральной части полости и далее стекает вниз вдоль холодной поверхности трубки, на которой происходит конденсация пара. Интенсивность этого глобального движения несколько уменьшается с увеличением расстояния между трубками. Вблизи верхней теплоизолированной стенки формируется относительно небольшая зона локальной рециркуляции потока. Высокоградиентные области локализованы у поверхности конденсации и в нижней части полости.

На рис. 2, *г, д* для того же варианта показаны изолинии полей вертикальной скорости и массовой доли пара в вертикальном сечении между трубками, проходящем через их центр (для наглядности картины отражены относительно плоскости симметрии). Видно, что пограничные слои с преобладающим содержанием воздуха, которые формируются у поверхностей трубок, взаимодействуют с сопутствующим нисходящим внешним потоком глобальной циркуляции. Скорость спутного потока заметно возрастает по мере развития течения, достигая для данного варианта значений 1 м/с. Таким образом, можно говорить о смешанно-конвективном характере тече-

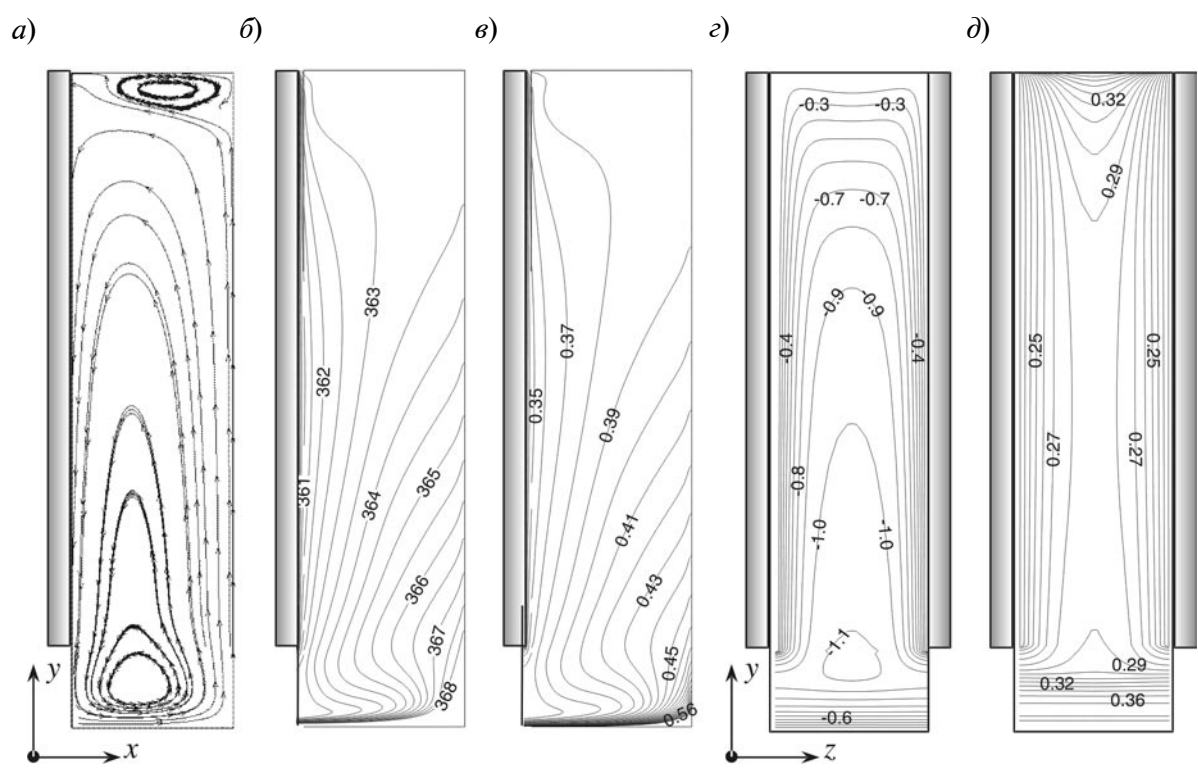


Рис. 2. Результаты моделирования циркуляции паровоздушной среды для поперечного вертикального сечения объема расчетной области (а – в) и сечения между трубками (г, д): линии тока (а); изолинии температуры (б), массовой доли пара (в, д) и вертикальной скорости (г). Масштабы по оси  $y$  составляют 1 : 5 (а–в) и 1 : 50 (г, д)

ния в пространстве между трубками.

На рис. 3 приведены горизонтальные профили вертикальной скорости в межтрубном пространстве в направлении оси  $z$ ; линейная координата изменяется от значения  $R$  на стенке до половинного расстояния между трубками (индивидуального для каждого из вариантов). Профили построены для всех рассчитанных вариантов и при трех значениях вертикальной координаты  $y$ , отсчитываемой от нижнего края трубки. Видно, что отличия в профилях скорости весьма существенны. Для вариантов с далеко отстоящими трубками в верхней части камеры пристенная кольцевая струя сопутствует с менее скоростным внешним потоком. При стекании потока вниз профиль перестраивается таким образом, что вертикальная скорость монотонно возрастает от нуля на стенке до некоторого значения на удалении от нее. В результате формируется почти однородный по трансверсальной

координате поток, занимающий значительную часть межтрубного пространства. Расчеты для наименьшего расстояния между трубками показывают, что скоростные пограничные слои, смыкаясь, взаимодействуют друг с другом и оказывают тем самым общее тормозящее действие на течение и, как показано ниже, существенно влияют на распределение теплового потока по поверхности конденсации.

**Теплоотдача на поверхности конденсации.** Обратимся теперь к результатам для распределений плотности суммарного теплового потока по поверхности конденсации (рис. 4, а, б). Видно, что тепловой поток существенно неоднороден и характер его распределения заметно отличается для разных геометрий. На поверхностях трубок хорошо видны светлые пятна, отвечающие относительно малым значениям отводимого теплового потока. Каждая эта «проблемная» область, особенно выраженная для ва-

риантов с малым межтрубным расстоянием, расположена на части поверхности, развернутой в направлении соседней трубки, где в узком пространстве происходит взаимодействие пограничных слоев с глобальной циркуляцией. Наибольшие значения теплового потока наблюдаются в узком кольце в верхней части трубки, а также в ее нижней части на участках стенки, ориентированных в направлении, перпендикулярном оси, где

расположен ряд трубок. Градиент теплового потока по поверхности тем сильнее, чем меньше расстояние между трубками.

Кривые, отражающие изменение рассчитанной плотности теплового потока по высоте трубки, показаны на рис. 4, в: представлены данные, полученные в результате осреднения по периметру трубки при фиксированном значении вертикальной координаты. Здесь следует подчеркнуть, что интегральный тепловой поток, связанный с конденсацией пара на поверхности охлаждения, более чем в 20 раз превышает величину диффузионного потока, внося тем самым основной вклад в процесс теплоотдачи. Тепловой поток меняется по высоте немонотонно: при движении от верхнего края трубки плотность потока сначала резко уменьшается до своего минимального значения, а затем начинает медленно возрастать, совместно с развитием турбулентных пограничных слоев у поверхности конденсации. При этом наиболее плавный рост наблюдается в расчетах для малых межтрубных зазоров.

В заключение следует отметить, что во всех рассмотренных вариантах установившийся расчетный уровень давления в камере практически одинаков. Такой результат есть следствие принятого предположения об однородности распределения температуры по поверхности конденсации. Эффективность работы реальных теплообменников зависит, однако, и от термического сопротивления между внешней поверхностью трубки и протекающей внутри нее охлаждающей средой. Из-за указанного термического сопротивления неоднородности теплового потока, возникающие за счет взаимодействия трубок, влекут за собой и существенные неравномерности в распределении температуры по поверхности конденсации. Тем самым условия для конденсации на стенке становятся «нефиксированными», а это сказывается на среднеобъемной концентрации и устанавливаемом уровне давления. Соответствующее расширение рассмотренной задачи, которое бы учитывало отмеченную сопряженность, представляет собой предмет дальнейших исследований.

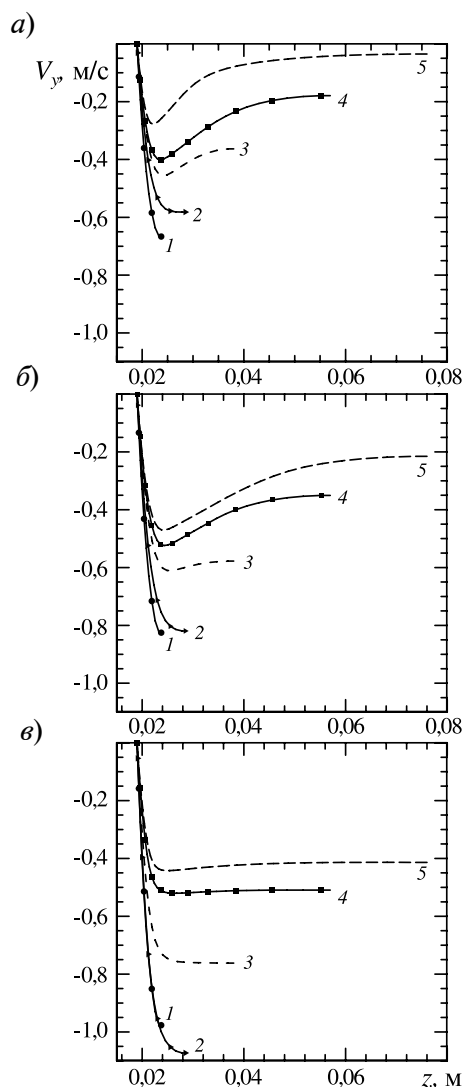


Рис. 3. Результаты моделирования циркуляции паровоздушной среды для горизонтальных профилей вертикальной скорости в межтрубном пространстве для разных значений координаты  $y$ , м: 3,0 (а), 2,5 (б), 0,5 (в), а также разной ширины межтрубного зазора  $L$ : 0,5R (1), 1R (2), 2R (3), 4R (4), 6R (5)



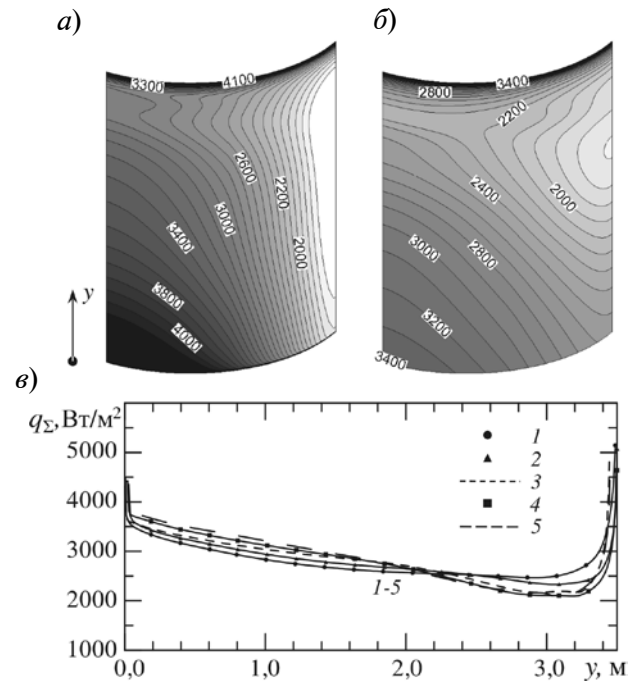


Рис. 4. Расчетные распределения плотности теплового потока ( $\text{Вт}/\text{м}^2$ ) по поверхности (а, б) и высоте (в) трубок для разных значений ширины межтрубного зазора  $L$ :  $0,5R$  (1),  $1R$  (2, а),  $2R$  (3),  $4R$  (4, б),  $6R$  (5); в – по вертикальной оси отложено осредненное по окружному направлению значение  $q$

Итак, проведено численное моделирование турбулентной конвекции паровоздушной смеси в замкнутой камере, где в ее центральной части помещен ряд вертикальных цилиндрических трубок, на которых происходила конденсация пара. Расчеты выполнялись по методу RANS в трехмерной стационарной постановке для пяти геометрий расчетных областей с изменяющимся расстоянием между трубками. Установлено, что для всех рассмотренных конфигураций в камере формируется интенсивное турбулентное циркуляционное течение, инициированное эффектами плавучести

и поверхностной конденсации. В зазорах между трубками течение носит смешанно-конвективный характер, пограничные слои взаимодействуют с сопутствующим нисходящим потоком глобальной циркуляции. Показано, что структура течения в окрестности трубок, а также степень неоднородности теплового потока на их поверхности весьма чувствительны к ширине межтрубного интервала.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант №11-08-00590).

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Бахметьев, А.М. Экспериментальные исследования теплоотдачи при конденсации пара из паровоздушной смеси на теплообменной поверхности системы снижения аварийного давления в защитной оболочке [Текст] / А.М. Бахметьев, М.А. Большухин, А.М. Хизбуллин, М.А. Камнев // Известия вузов. Ядерная энергетика. – 2011. – № 4. – С. 64–71.

2. Семашко, С.Е. Расчетно-экспериментальное моделирование процессов в защитной оболочке при наличии пассивного конденсато-

ра в системе пассивного отвода тепла [Текст] / С.Е. Семашко, В.В. Безлепкин, М.А. Затевахин, О.И. Симакова, И.М. Ивков // Атомная энергия. – 2010. – Т. 108. – № 5. – С. 308–312.

3. De la Rosa, J.C. Review on condensation on the containment structures [Text] / J.C. De la Rosa, A. Escriva, L.E. Herranz, [et al.] // Progress in Nuclear Energy. – 2009. – Vol. 51. – P. 32–66.

4. Смирнов, Е.М. Метод конечных объемов в приложении к задачам гидрогазодинамики и теплообмена в областях сложной геометрии

[Текст] / Е.М. Смирнов, Д.К. Зайцев // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, — 2004. — № 2 (36). — С. 70–81.

5. **Смирнов, Е.М.** О применении современных дифференциальных моделей турбулентности для расчета поверхностной конденсации в условиях свободной конвекции паровоздушной среды [Текст] / Е.М. Смирнов, А.Г. Абрамов, Е.Ю. Кумзерова, П.Е. Смирнов // Научные исследования и инновационная деятельность: материалы научно-практ. конф. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. — С. 83–89.

6. **Смирнов, Е.М.** Численное моделирование тепломассообмена при пленочной конденсации водяного пара на вертикальной трубке в условиях циркулирующего турбулентного движения паровоздушной среды [Текст] / Е.М. Смирнов, А.Г. Абрамов, П.Е. Смирнов // Научные исследования и инновационная деятельность: материалы научно-практ. конф. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. — С. 70–76.

7. **Абрамов, А.Г.** Численное моделирование турбулентной свободной конвекции паровоздушной среды в замкнутой полости при наличии пленочной конденсации на центральной вертикальной трубке [Текст] / А.Г. Абрамов, Е.М.

Смирнов // Труды V Рос. нац. конф. по теплообмену. — М.: Издательский дом МЭИ, 2010. — Т. 3. — С. 33–36.

8. **Dehby, A.A.** Condensation experiments in steam-air steam-helium mixture under turbulent natural convection [Text] / A.A. Dehbi, M.W. Golay, M.S. Kazimi // National Conference of Heat Transfer, AIChE Symp. — 1991. — № 87 (283). — P. 19–28.

9. **Лапин, Ю.В.** Внутренние течения газовых смесей [Текст] / Ю.В. Лапин, М.Х. Стрелец. — М.: Наука, 1989. — 368 с.

10. **Lienhard, J.H. IV** A heat transfer text book [Text] / J.H. IV Lienhard, J.H. V Lienhard; 3<sup>rd</sup> edition. — Massachusetts, USA: Phlogiston Press Cambridge. — 2006. — 750 p.

11. **Menter, F.R.** Ten years of Industrial Experience with the SST turbulence model [Электронный ресурс] / F.R. Menter, R. Langtry, M. Kuntz // Turbulence, Heat and Mass Transfer IV, Antalya, Turkey, 12–17 October, 2003. — CD-ROM proc. — Begell House, Inc., 2003. — 8 p.

12. **IAPWS.** Revised Supplementary Release on Saturation Properties of Ordinary Water Substance [Электронный ресурс] // The International Association for the Properties of Water and Steam, St. Petersburg, Russia. September 1992. — Режим доступа <http://www.iapws.org>.

## REFERENCES

1. **Bakhmetyev A.M., Bolshukhin M.A., Hizbulin A.M., Kamnev M.A.** Experimental investigations of heat transfer for the case with steam condensing from the steam-air mixture on the heat-exchange surface of the containment emergency pressure reduction system. Proceedings of the Higher Educational Institutions. Nuclear Power Engineering. — 2011. — № 4. — S. 64–71. (rus)

2. **Semashko S.E., Bezlepkin V.V., Zatevakhin M.A., Simakova O.I., Ivkov I.M.** Numerical and experimental studies of processes in the containment in the presence of passive condenser in the passive heat-removal system. Atomic Energy. — 2010. — T. 108. — № 5. — P. 335–342. (rus)

3. **De la Rosa J.C., Escriva A., Herranz L.E., Cicero T., Munoz-Cobo J.L.** Review on condensation on the containment structures. *Progress in Nuclear Energy*. — 2009. — Vol. 51. — P. 32–66.

4. **Смирнов Е.М. Зайцев Д.К.** Finite volume method as applied to problems of fluid dynamics and heat transfer in domains of complex geometry. St. Petersburg State Polytechnical University Journal. — 2004. — № 2 (36). — S. 70–81. (rus)

5. **Смирнов Е.М., Абрамов А.Г., Кумзерова Е.Ю., Смирнов П.Е.** On the application of up-to-date differential turbulence models for computation of film condensation under free convection

of steam-air mixture. Proc. Scientific and Practical Conference «Scientific research and innovation activities», St.-Petersburg, Polytechnical University Publishing House, 2008. —S. 83–89.

6. **Смирнов Е.М., Абрамов А.Г., Смирнов П.Е.** Numerical simulation of heat and mass transfer at film condensation of water vapour on a vertical tube in conditions of circulating turbulent motion of steam-air mixture. Proc. Scientific and Practical Conference «Scientific research and innovation activities». St.-Petersburg, Polytechnical University Publishing House, 2009. —S. 70–76. (rus)

7. **Абрамов А.Г., Смирнов Е.М.** Numerical simulation of turbulent free convection of steam-air mixture in confined enclosure at film condensation on a central vertical tube. Proc. V Russian National Heat Mass Transfer Conference, Moscow, Publishing House MPEI, 2010. —Т. 3. — С. 33–36. (rus)

8. **Dehbi A.A., Golay M.W., Kazimi M.S.** Condensation experiments in steam-air steam-helium mixture under turbulent natural convection. National Conference of Heat Transfer, AIChE Symp. — 1991. — № 87 (283). — P. 19–28.

9. **Лапин Ю.В., Стрелец М.Х.** Внутренние течения газовых смесей. — Moscow: Nauka. — 1989. —368 p. (rus)

10. **Lienhard IV J.H., Lienhard V J.H.** A heat



transfer text book, 3<sup>rd</sup> edition. Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts, USA. – 2006. – 750 p.

11. **Menter F.R., Langtry R., Kuntz M.** Ten years of Industrial Experience with the SST turbulence model. Turbulence, Heat and Mass Transfer IV, Antalya, Turkey, 12-17 October, 2003, CD-

ROM proc., Begell House, Inc., 2003. – 8 p.

12. **IAPWS.** Revised Supplementary Release on Saturation Properties of Ordinary Water Substance. The International Association for the Properties of Water and Steam, St.-Petersburg, Russia. September 1992. Available at: <http://www.iapws.org>.

---

**АБРАМОВ Алексей Геннадьевич** – кандидат физико-математических наук, доцент кафедры гидроаэродинамики Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29  
(812) 297-24-19  
aero@phmf.spbstu.ru

**СМИРНОВ Евгений Михайлович** – доктор физико-математических наук, профессор, заведующий кафедрой гидроаэродинамики Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29  
(812) 297-24-19  
aero@phmf.spbstu.ru

**КОВАЛЁВ Гордей Александрович** – студент Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29  
aero@phmf.spbstu.ru