

УДК 536.24

## Численное моделирование теплозащиты стенки с помощью испарения бинарной жидкой пленки

И. Бушелкия<sup>1</sup>, М. Феддаун<sup>2</sup>, Ю.Х. Бенкала<sup>1</sup>, А. Шареф<sup>2</sup>, Н. Лабси<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Университет науки и технологий им. Хуари Бумедьена, Алжир, Алжир

<sup>2</sup>Национальная школа прикладных наук, Университет им. Ибн Зохра, Адагир, Марокко

E-mail: imene.bouchelkia1@gmail.com

Выполнено численное моделирование влияния водных смесей гликоля или спирта на эффективность тепловой защиты стенки канала от потока горячего воздуха путем испарения пленки бинарной жидкости. С помощью конечно-разностной схемы решались сопряженные уравнения для обеих фаз, дополненные соответствующими граничными условиями и условиями на границе раздела фаз. В работе исследована эффективность теплозащиты стенки как функция концентрации гликоля или этанола в жидкой пленке. Обсуждаются результаты исследования интенсивности тепломассопереноса в зависимости от состава пленки, расхода жидкости, температуры и скорости газового потока. Они показали, что при низком расходе жидкости на входе в канал смесь этанол-вода является лучшим выбором для теплозащиты по сравнению со смесью гликоль-вода. При высоком входном расходе охлаждающей жидкости оба варианта демонстрируют схожие закономерности, если доля воды в смеси превышает 60 %. Присутствие этиленгликоля в смеси уменьшает теплоперенос через скрытое тепло. Следовательно, понижение температуры стенки достигается посредством явного переноса тепла. Смесью вода–этиленгликоль обеспечивается эффективную теплозащиту от потока горячего воздуха. Соответственно, самым важным фактором, влияющим на степень теплозащиты, является толщина пленки, которая работает как теплоизолятор. Применение чистой воды без примесей обеспечивает высокую теплозащиту, но при этом получение неразрывной жидкой пленки является сложной задачей. Кроме того, перенос явного тепла дает больший вклад в эффективность теплозащиты чем теплоперенос скрытого тепла.

**Ключевые слова:** теплозащита стенки, испарение жидкой пленки, тепломассоперенос, бинарная смесь, вертикальный канал.

### Введение

Тепломассоперенос при испарении жидкости остается важным аспектом для многих практических приложений, например, при кондиционировании воздуха, в химических технологиях, при защите стенок от воздействия высокотемпературного газа с помощью жидкой пленки. Способы теплозащиты стенок включают создание защитного покрытия, нанесение пористой среды, дискретную инъекцию охладителя, а также создание на поверхностях охлаждающей жидкой пленки для поглощения тепла. Одним из самых эффективных средств защиты поверхности от воздействия высокотемпературного газа является испарение жидкой пленки. Вследствие этого настоящее исследование направлено на изучение тепловой защиты стенки канала с помощью пленки из смеси двух жидкостей, называемой бинарной смесью.

Теме испарительного пленочного охлаждения было посвящено большое количество публикаций. В работах [1–3] применялись численные методы для изучения процесса испарительного охлаждения жидкой пленкой конечных размеров (состоящей из воды или этанола) при ее течении по вертикальному каналу в условиях тепломассопереноса в режиме естественной конвекции. Было показано, что предположение о пленке с нулевой толщиной применимо только к системам с низким уровнем расхода жидкости. В работе [4] проводилось экспериментальное и теоретическое исследование охлаждения стенки с помощью пленки этанола под воздействием спутного потока газа. Авторы статьи показали, что тепловой перенос на границе раздела фаз главным образом определяется переносом скрытого тепла, возникающего из-за испарения пленки. Значимые результаты были получены для системы с низким расходом жидкости на входе или при высокой температуре жидкости на входе в систему. В работе [5] проводилось численное исследование влияния входного давления на испарение жидкой пленки, состоящей из гликоля (этиленгликоля или пропиленгликоля) при течении по вертикальному каналу. Испарительное охлаждение при использовании пленки воды изучалось с помощью численного моделирования для случаев пленочного течения по вертикальной трубе и по стенкам теплоизолированного вертикального канала [6, 7]. Экспериментальное исследование [8] проводилось для смешанного конвективного испарения тонкой жидкой пленки, стекающей по вертикальному каналу. Авторы изучали влияние входных параметров на эффективность тепломассопереноса. Эксперименты показали, что в отдельных случаях имеет место испарение, а охлаждение через испарение происходит при высоких скоростях потока воздуха и низких тепловых потоках. Результаты проведенных численных исследований продемонстрировали хорошее совпадение с данными эксперимента. В работе [9] было выполнено численное моделирование тепломассопереноса в условиях смешанной конвекции при течении водной пленки по внутренней стенке вертикальной трубки в атмосфере нагретого воздуха. Основные результаты показали, что испарение пленки возрастает при снижении массовой скорости расхода воды и росте входной температуры жидкости. Кроме того, авторы оптимизировали геометрию межтрубного пространства для повышения эффективности испарительно-охладительной системы. В исследовании [10], проведенном численно и экспериментально, рассматривалось испарение водной пленки в полости, где постоянный тепловой поток подводился к влажной стенке, а образованный пар конденсировался на противоположной стене, на которой поддерживалась постоянная и однородная температура. В этой работе авторы изучали эффективность тепломассопереноса в зависимости от рабочих параметров. Численное исследование тепломассопереноса при испарении и конденсации в замкнутой ячейке проводилось в работе [11]. Авторы решали сопряженные уравнения для трех различных сред, присутствующих в этом дистилляционном аппарате: сплошной среды, стекающей жидкой пленки и паровоздушной смеси. Обширное исследование течения жидкой пленки по наклонной поверхности для случаев ламинарного и турбулентного потока газа представлено в публикациях [12–15]. В частности, в работе [12] было показано, что для пленки жидкости на наклонной изотермической пластине угол наклона влияет на тепломассоперенос, особенно при низких скоростях потока воздуха и при угле наклона меньше  $10^\circ$ . Те же самые авторы в работах [13, 14] доказали, что межфазный теплообмен превышает скрытый теплообмен, при этом перенос явного тепла играет важную роль только в турбулентной зоне. Однако в случае адиабатической плоскости основные параметры — расход жидкости и угол наклона — не влияют на тепломассоперенос. Более того, в случае изотермической или нагреваемой пластины угол наклона существенно влияет на тепломассообмен в области ламинарного потока, при этом возрастает межфазная скорость, уменьшается толщина пленки, но почти не меняются коэффициенты переноса. В следующей работе [15] авторы показали, что для случая созданного теплового потока или изотермической стенки эффект наклона плоскости сильно зависит от скорости газа и массового расхода жидкости. При этом увеличение наклона (при угле меньше  $10^\circ$ ) усиливает

испарение через увеличение массового расхода пара, а максимальный эффект от наклона достигается при углах, близких к  $10^\circ$ .

В работах [16–21] исследовались задачи линейной и нелинейной стабильности для свободно стекающей жидкой пленки. Линейная стабильность наклонного течения пленки из конденсата изучалась в работе [16]. Авторами рассматривались задачи спутного и встречного течений для двух фаз при произвольном наклоне плоскости и при стационарном пленочном течении в первой части геометрии и линейной стабильности потока во второй. В работе [17] исследовалась деформация жидкой пленки из-за эффекта Марангони. Было изучено влияние испарения на усиление теплопереноса от локального нагревателя для случая микроканала с пленкой жидкости, движущейся под действием касательного напряжения. В работе [18] рассматривалась задача стационарного совместного течения испаряющейся жидкой пленки и потока газа в микроканале при наличии локального нагрева на нижней поверхности канала. Численное моделирование тепло-массопереноса в процессе прямого испарительного охлаждения воздуха [19] проводилось для случая двух параллельных теплоизолированных стенок с чередующимися мокрыми и сухими участками. Было показано, что увеличение чередования сухих/мокрых участков улучшает показатели теплопереноса и увлажнения воздуха. Параметр эффективности снижается при увеличении числа Рейнольдса и уменьшается с расширением мокрых зон. В работе [20] было численно проанализировано влияние состава жидкости (идеальное решение давал этанол/метанол и зеотропные растворы — вода/ацетон, бензол/ацетон, этанол/ацетон) и температуры газового потока на скорость испарения на плоской адиабатической стенке. Результаты исследования показали, что добавка низкокипящего компонента в растворы ведет к усилению скорости испарения благодаря более высокой летучести пара. При этом скорость испарения для смеси ацетон/бензол практически не зависит от состава смеси. В работе [21] изучалась проблема конвекции при испарении. Авторы сравнили различные формулировки соответствующих задач, включая формулировки для граничных условий на границе раздела фаз. В статье приводятся результаты аналитического подхода и экспериментальные данные в контексте тепловой конвекции при испарении или конденсации для системы с тонкими слоями жидкости (такие системы чувствительны к явлениям межфазного переноса).

В работах [22, 23] рассматривалось испарение пленки бинарной жидкости. Авторами проводилось численное моделирование для процесса испарения пленки бинарной жидкости (вода-этанол и вода-этиленгликоль) в условиях смешанной конвекции при течении вниз по стенкам двух коаксиальных цилиндров. Было установлено, что летучесть смеси влияет на теплоперенос в режиме выделения скрытой теплоты, и это более существенно выражено для смесей с летучими компонентами). Также было отмечено, что нельзя пренебрегать толщиной жидкой пленки. Исследование продемонстрировало, что тепло-массоперенос более важен на входе и усиливается с ростом плотности теплового потока от стенки канала. В работе [24] проводилось численное моделирование тепло-массопереноса для режима смешанной конвекции при испарении пленки бинарной жидкости (этиленгликоль-вода и этанол-вода), текущей по пластине в вертикальном канале. В работе [25] был проведен численный анализ процесса испарения в режиме смешанной конвекции для жидкой пленки, стекающей на одну из пластин в вертикальном канале. При этом к этой вертикальной пластине подводился однородный тепловой поток, а вторая пластина поддерживалась в сухом и изотермическом состоянии. В данной постановке задачи жидкая пленка была представлена смесью воды и этиленгликоля, а газовая смесь включала три компонента: пары этиленгликоля, водяной пар и сухой воздух. Результат исследования продемонстрировал возможность увеличения общей скорости испарения воды и смеси, когда концентрация этиленгликоля (менее летучий компонент смеси) на входе в канал не превышает 40 %. В работе [26] сравнивались

две конфигурации для определения лучшей теплопередачи в вертикальном канале путем испарения двухкомпонентной жидкой смеси из воды и этанола.

Следует отметить ряд работ, в которых изучалось применение жидкой пленки для защиты поверхности от горячего газа. Так, авторами [27] проводилось численное исследование защиты стенки от высокотемпературного турбулентного потока газа с хладагентом (водой) в режиме течения Куэтта. Было установлено, как условия течения влияют на механизм охлаждения: на температуру и скорость свободного течения газа, параметры жидкой пленки — скорость, температуру, длину, расход жидкости. Экспериментальное исследование [28] было посвящено анализу влияния температуры, давления, числа Рейнольдса для потока горячего газа при охлаждении камеры сгорания ракетного двигателя — определялся необходимый расход воды для эффективного пленочного охлаждения. Также проводились эксперименты для других охлаждающих жидкостей, таких как этиловый спирт, фреон-113, безводный аммиак. Была дана оценка влияния физических свойств этих жидкостей на требуемый расход жидкой охлаждающей пленки. В работе [29] численно исследовались такие факторы, как излучение, внутреннее охлаждение, температура и давление газа и их влияние на характеристики жидкой охлаждающей пленки в камере сгорания ракетного двигателя. Для моделирования применялась  $k-\varepsilon$  модель турбулентности и модифицированная турбулентная модель Ван Дрифта (модель вихревой вязкости). Эти модели были адаптированы для описания турбулентности газового потока и водной пленки. В работе [30] было выполнено численное моделирование защиты стенки от потока горячего воздуха с помощью ламинарного течения тонкой водной пленки на двух сторонах адиабатического канала. Результаты показали, что жидкая пленка помогает уменьшить тепломассоперенос от турбулентного потока горячего газа в канале. В работе [31] изучалось влияние входной температуры жидкости и ее массового расхода на эффективность тепловой защиты стенки с помощью охлаждающей пленки этиленгликоля. Результаты показали, что защита стенки более эффективна при низкой температуре жидкости на входе. Было отмечено, что важным фактором теплозащиты является толщина пленки, которая действует как теплоизолятор при высоком расходе жидкости.

Необходимость обеспечения теплозащиты поверхности от воздействия высокой температуры возникает во многих случаях. В частности, для этого используется покрытие слоем охлаждающей жидкости (которая поглощает тепло и изолирует стенку), несмотря на то, что это увеличивает вес конструкции. В экспериментальных работах [32, 33], проведенных в рамках National Advisory Committee for Aeronautics, исследовались смеси воды с гликолем, детергентом, спиртом и жидким аммиаком в качестве хладагента. В работе [32] проводились визуальные эксперименты для потока воздуха при температурах 80 и 800 F. Были рассмотрены водные растворы этиленгликоля, водных детергентов и потоков воды. На всей стенке трубы, которая обдувалась спутным потоком горячего воздуха, были сформированы и поддерживались жидкие охлаждающие пленки. Температура стенки поддерживалась ниже температуры кипения охлаждающего агента для всей охлаждаемой поверхности. Небольшое дополнительное охлаждение наблюдалось на участке трубы вниз по течению, где вся жидкость испарилась.

Обзор литературы показал, что испаряющаяся стекающая пленка жидкости является одним из эффективных методов для защиты поверхностей от воздействия высокой температуры. В самом деле, тепловое сопротивление материала быстро достигает своего предела, поэтому необходимо обеспечить адекватную защиту его поверхностей. Насколько известно авторам, существует не так много исследований, посвященных теплозащите стенки с помощью пленки из испаряющейся бинарной жидкости, где учитывается диффузия обеих фаз, (несмотря на то, что такие процессы часто имеют место в промышленных применениях). Это мотивировало авторов на проведение данного исследования, которое должно дать ответ на вопрос об эффективности добавки в хладагент,

Рис. 1. Схема физической модели.

в качестве которого рассматривается вода, долей гликоля или спирта для улучшения теплозащиты стенки от воздействия горячего воздуха. Работа посвящена изучению влияния основных параметров жидкой испаряющейся пленки на эффективность теплозащиты стенки. Также в ней исследуется возможность улучшения теплозащиты за счет добавления некоторой доли этиленгликоля или спирта. В работе приводятся физическая и математическая модели. Основные уравнения решаются для жидкой и газовой фаз с учетом диффузии для обеих.

### 1. Физическая модель и математическая формулировка

В настоящей работе проводится численный анализ защиты стенки с помощью испаряющейся пленки бинарной жидкости при подаче горячего воздуха вдоль теплоизолированного вертикального канала длиной  $L = 5$  м и шириной  $b = 0,02$  м (рис. 1). На входе создается поток сухого горячего воздуха с температурой  $T_{a0}$  и скоростью  $u_{a0}$ . Пленка бинарной жидкости в виде смеси воды и этиленгликоля (или этилового спирта) подается на стенки канала в турбулентном режиме с входной температурой жидкости  $T_{L0} = 20$  °С и при массовом расходе жидкости  $\Gamma_0$ . Так как целью является исследование тепловой защиты стенки от горячего воздуха, будем полагать, что входная температура жидкости всегда ниже температуры теплого воздуха. В рамках математической постановки задачи сделаны следующие допущения:

- задача двумерная и стационарная;
- поток газа несжимаемый и ламинарный;
- поверхностное натяжение не учитывается, а граница раздела газ-жидкость находится в термодинамическом равновесии;
- радиационным переносом тепла, вязкой диссипацией, диффузионно-термическим и термодиффузионным эффектами будем пренебрегать.

#### 1.1. Основные уравнения

Ниже представлены основные уравнения тепломассопереноса для жидкой и газовой фаз, а также условия на границе раздела фаз с учетом всех упрощающих предположений.

##### 1.1.1. Основные уравнения для жидкой пленки

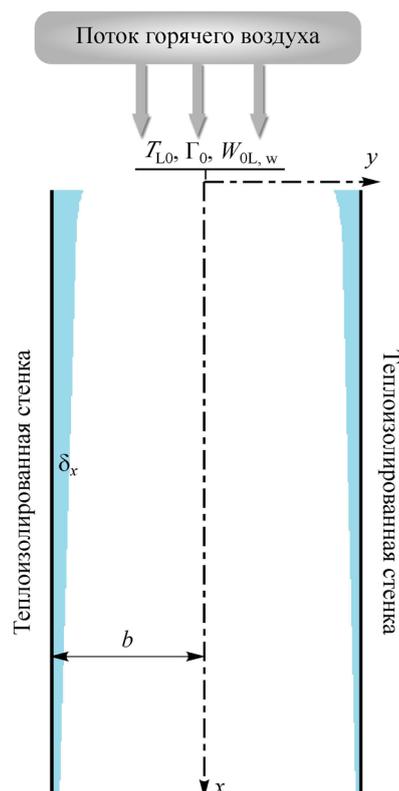
Стационарное турбулентное течение для пленки бинарной жидкости описывается системой уравнений сохранения:

неразрывности —

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_L u_L) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_L v_L) = 0, \quad (1)$$

импульса —

$$\frac{\partial(\rho_L u_L u_L)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_L v_L u_L)}{\partial y} = -\frac{dp}{dx} + \rho_L g + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu_L + \mu_{L1}) \frac{\partial u_L}{\partial y} \right], \quad (2)$$



энергии —

$$\frac{\partial(\rho C_{pL} u_L T_L)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C_{pL} v_L T_L)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ (k_L + k_{Ll}) \frac{\partial T_L}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \rho (D_L + D_{Ll}) (C_{pL1} - C_{pL2}) T_L \right] \frac{\partial W_{L1}}{\partial y}, \quad (3)$$

концентрации компонентов —

$$\frac{\partial(\rho u_L W_{Li})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_L W_{Li})}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ \rho (D_L + D_{Ll}) \frac{\partial W_{Li}}{\partial y} \right], \quad i = 1, 2. \quad (4)$$

### 1.1.2. Основные уравнения для потока газа

Двумерный ламинарный пограничный слой газовой фазы описывается следующими уравнениями сохранения:

неразрывности —

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_G u_G) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_G v_G) = 0, \quad (5)$$

импульса —

$$\frac{\partial(\rho_G u_G u_G)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_G v_G u_G)}{\partial y} = -\frac{dp}{dx} + (\rho_G - \rho_{G0})g + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu_G \frac{\partial u_G}{\partial y} \right], \quad (6)$$

энергии —

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_G C_{pG} u_G T_G) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho_G C_{pG} v_G T_G) = \frac{\partial}{\partial y} \left[ k_G \frac{\partial T_G}{\partial y} \right] + \sum_{i=1}^2 \frac{\partial}{\partial y} \left[ \rho_G (D_{G,im} C_{pGi} - D_{G,am} C_{pGa}) T_G \right] \frac{\partial W_{Gi}}{\partial y}, \quad (7)$$

концентрации компонентов —

$$\frac{\partial(\rho_G u_G W_{Gi})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_G v_G W_{Gi})}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ \rho_G D_{G,im} \frac{\partial W_{Gi}}{\partial y} \right], \quad i = 1, 2. \quad (8)$$

Также требуются дополнительные уравнения, чтобы разрешить член с градиентом давления из уравнения сохранения импульса при осевом движении и для вычисления толщины пленки. Кроме того, должны выполняться уравнения сохранения массы для потока газа и жидкой пленки в каждой продольной координате:

$$(b - \delta_0) \rho_{G0} u_0 = \int_0^{b-\delta_x} \rho_G u_G dy + \int_0^x \rho_G v_1 dx, \quad (9)$$

$$\Gamma_0 = \int_{b-\delta_x}^b \rho_L u_L dy - \int_0^x \rho_G v_1 dx. \quad (10)$$

### 1.2. Турбулентная модель для жидкой пленки

Для численного моделирования турбулентного потока жидкой пленки используем модификацию модели Ван Дрифта (модель вихревой вязкости), как предлагалось в работе [34]. Подробности этой модели приведены ниже, а вихревая вязкость описывается выражением:

для  $\frac{b-y}{\delta_x} < 0,6$

$$\frac{\mu_{LT}}{\mu_L} = -0,5 + 0,5 \left\{ 1 + 0,64 y^{+2} \left( \frac{\tau}{\tau_w} \right) \times \left( 1 - \exp \left( \frac{-y^+ (\tau/\tau_w)^{1/2}}{A^+} \right) \right)^2 \cdot f^2 \right\}^{1/2}, \quad (11)$$

$$\text{для } 0,6 < \frac{(b-y)}{\delta_x} < 1 \quad \frac{\mu_{LT}}{\mu_L} \Big|_{(b-y)/\delta_x=0,6} = \text{constant}, \quad (12)$$

$$\text{где } A^+ = 25,1, \quad f = \exp \left( -1,66 \cdot \left( 1 - \frac{\tau}{\tau_w} \right) \right), \quad y^+ = \frac{(b-y)u^*}{\nu}. \quad (13)$$

Турбулентная теплопроводность  $k_{LT}$  вычисляется из турбулентного числа Прандтля  $Pr_{LT}$ , как представлено в [35]:

$$k_{LT} = \mu_{LT} C_{pL} / Pr_{LT}, \quad (14)$$

$$Pr_{LT} = \left\{ 1 - \exp \left( \frac{-y^+ \cdot (\tau/\tau_w)^{1/2}}{A^+} \right) \right\} / \left\{ 1 - \exp \left( \frac{-y^+ \cdot (\tau/\tau_w)^{1/2}}{B^+} \right) \right\}, \quad (15)$$

где выражение для  $B^+$  приведено в работе [36] на основе экспериментальных данных в виде функции числа Прандтля:

$$B^+ = Pr^{-1/2} \sum_{i=1}^5 C_i (\text{Log}_{10} Pr)^{i-1}, \quad (16)$$

здесь  $C_1 = 34,96$ ,  $C_2 = 28,97$ ,  $C_3 = 33,95$ ,  $C_4 = 6,33$ ,  $C_5 = -1,186$ . Эта функция является монотонной и возрастает от  $B^+ = 35$  для  $Pr = 1$  до  $B^+ = 37,4$  для  $Pr = 0,7$ .

### 1.3. Граничные и межфазные условия

Основные уравнения (1)–(8) для жидкой пленки и газового потока дополняются граничными условиями:

— на стенке канала ( $y = b$ ) должны выполняться условия прилипания, а также условие теплоизоляции на стенке:

$$u_L = v_L = 0, \quad \partial T_L / \partial y = 0; \quad (17)$$

— на осевой линии канала ( $y = 0$ ):

$$\partial u_G / \partial y = 0, \quad \partial T_G / \partial y = 0, \quad v_G = 0, \quad \partial W_{G,i} / \partial y = 0, \quad i = 1, 2, a; \quad (18)$$

— на входе ( $x = 0$ ) входные параметры  $u_{G0}$ ,  $T_{G0}$ ,  $T_{L0}$ ,  $P_0$ ,  $W_{G0,i}$  и  $W_{L0,i}$  задаются для однородных профилей, причем жидкая пленка формируется в верхней части канала с полностью развитой скоростью:

$$u_G = u_{G0}, \quad v_G = 0, \quad T_G = T_{G0}, \quad W_{G,i} = W_{G0,i}, \quad i = 1, 2, \quad (19)$$

$$T_L = T_{L0}, \quad W_{L,i} = W_{L0,i}, \quad i = 1, 2. \quad (20)$$

Условия согласования на границе раздела газ-жидкость ( $y = b - \delta_x$ ) задаются следующим образом:

$$u_G = u_L = u_I, \quad (21)$$

$$T_G = T_L = T_I, \quad (22)$$

$$\tau_I = (\mu_L + \mu_{LT}) \left. \frac{\partial u_L}{\partial y} \right|_I = \mu_G \left. \frac{\partial u_G}{\partial y} \right|_I. \quad (23)$$

Обмен энергией между жидкой пленкой и газовым потоком определяется следующим фактором: температурный градиент на границе раздела (на газовой стороне) зависит от переноса тепла, а массоперенос сопровождается переносом скрытого тепла:

$$(k_L + k_{LT}) \left. \frac{\partial T_L}{\partial y} \right|_I = k \left. \frac{\partial T_G}{\partial y} \right|_I + \dot{m}_1 L_v, \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{i,I} &= \left( \rho_L (D_{L,ij} + D_{LT}) \frac{\partial W_{L,i}}{\partial y} \right)_I + (W_{L,i} \dot{m})_I = \\ &= \left( \rho_G D_{G,im} \frac{\partial W_{G,i}}{\partial y} \right)_I + (W_{G,i} \dot{m})_I, \quad i = 1, 2, j \neq i, \end{aligned} \quad (25)$$

здесь  $L_v$  — энтальпия испарения,  $\dot{m}_1$  — скорость испарения, которая описывается выражением:

$$\dot{m}_I = -(\rho_G \cdot v)_I = \rho_G \sum_{i=1}^2 \left( D_{G,im} \frac{\partial W_{G,i}}{\partial y} \right)_I / \left( 1 - \sum_{i=1}^2 (W_{G,i})_I \right). \quad (26)$$

Полагая, что граница раздела находится в термодинамическом равновесии и воздушно-паровая смесь — это идеальный газ, и применяя закон Дальтона, вычислим для границы раздела концентрацию компонента  $i$  в газовой фазе по формуле

$$W_{G,i} = P_{vsat,i}^* / \left( \frac{M_1}{M_i} P_{vsat,1}^* + \frac{M_2}{M_i} P_{vsat,2}^* + \frac{M_a}{M_i} (P - P_{vsat,1}^* - P_{vsat,2}^*) \right), \quad i = 1, 2, \quad (27)$$

где  $P_{vsat}^*$  — парциальное давление на границе газ-жидкость:

$$P_{vsat,i}^* = Y_{L,i} \times P_{vsat,i}, \quad i = 1, 2, \quad (28)$$

здесь  $P_{vsat}$  и  $Y_L$  — температурно-зависимое давление насыщенного пара, как описано в работах [37, 38], и мольная доля жидкости на границе раздела соответственно.

Теплофизические свойства смесей определяются с помощью эмпирических корреляций для чистых компонентов с учетом долей каждого компонента. Например, в публикации [39] используется такой подход для вычисления коэффициента диффузии разбавленного компонента  $i$  в компоненте  $j$ :

$$D_{L,ij} = \frac{7,4 \cdot 10^{-15} (\varphi_j M_j)^{1/2} T}{\mu_j V_i^{0,6}}, \quad (29)$$

где  $\varphi_j$  — фактор ассоциации для растворителя  $j$ ,  $V_i$  — молярный объем компонента  $i$  при равновесной температуре. Для вычисления коэффициента диффузии в жидкой смеси используется корреляционное соотношение Лефлера, описанное в работе [39]:

$$D_L = \frac{(D_{L,ij} \cdot \mu_{iL})^{W_{iL}} \cdot (D_{L,ji} \cdot \mu_{jL})^{W_{jL}}}{\mu_L}. \quad (30)$$

Для вычисления бинарного коэффициента диффузии в потоке газа применим эмпирическую модель Фуллера [39] в виде выражения

$$D_{G,ij} = \frac{0,00143T^{1,75} \cdot (1/M_i + 1/M_j)^{0,5}}{P \left[ \left( \sum v_i \right)^{1/3} \left( \sum v_j \right)^{1/3} \right]^2}. \quad (31)$$

Коэффициент диффузии для компонента  $i$  в смеси описывается формулой [37]

$$D_{G,im} = (1 - Y_i) / \sum_j \frac{Y_j}{D_{G,ij}}. \quad (32)$$

Для более точного определения границы между жидкой и газовой фазами проведем следующую замену переменных:

— для жидкой пленки:

$$\eta = \frac{(b - \delta_x) - y}{\delta_x} \quad \text{для} \quad -1 \leq \eta \leq 0, \quad (33)$$

— для пара:

$$\eta = \frac{4y}{b - \delta_x} \quad \text{для} \quad 0 \leq \eta \leq 4. \quad (34)$$

## 2. Численные методы

Система уравнений, описывающая тепломассоперенос, с соответствующими граничными условиями представлена взаимосвязанными и нелинейными уравнениями в частных производных. Эти дифференциальные уравнения решаются с помощью неявного конечно-разностного метода. Относительная простота такого метода состоит в его реализации и доступности. Для решения параболических уравнений в рамках данного исследования для конвективных членов в осевом направлении потока используется обратная разностная схема. Члены, отвечающие за диффузию и конвекцию в поперечном направлении, аппроксимируются с помощью центрально-разностной схемы. Каждая система конечно-разностных уравнений образует трехдиагональную матрицу, которую можно решить методом TDMA [40].

### 2.1. Алгоритм

Вслед за условиями переноса массы и тепла приведем краткое описание алгоритма решения.

1. На входе в канал вычисляется толщина пленки и профиль скорости для жидкой фазы.
2. Для любой координаты  $x$  на оси проводится оценка  $dp/dx$  и  $\delta_x$ .
3. Для вычисления продольной скорости обеих фаз методом конечных разностей решаются уравнения (2) и (6). Из уравнения (23) вычисляется скорость раздела фаз.
4. Проводится численное интегрирование уравнений неразрывности (1) и (5), что позволяет найти поперечную скорость двух фаз.
5. Из уравнений (3), (4) и (7), (8), которые описывают потоки жидкой пленки и газа, вычисляются температуры и массовые концентрации для каждого компонента.
6. Проводится проверка общего закона сохранения массы совместно для жидкой пленки и газа — это проверка уравнений (9) и (10). Если условие не выполняется, то производится подстройка параметров  $dp/dx$  и  $\delta_x$  и повторяются шаги с 2 по 5.

7. Проверяется сходимость для основных переменных, а именно, для скорости, температуры и массовой концентрации по следующему критерию сходимости:

$$\frac{\max |\Psi_{i,j}^n - \Psi_{i,j}^{n-1}|}{\max |\Psi_{i,j}^n|} < 10^{-4}, \quad (35)$$

где  $\Psi$  означает переменные  $u, T, W_{Gi}, W_{Li}$ . Если критерий сходимости не выполняется, то повторяются шаги с (1) по (6).

Для коррекции градиента давления и профиля осевой скорости на каждом осевом сечении, направленной на выполнение общего баланса массы течения, используется метод, развитый в работе [41].

### 2.2. Изменение расчетной сетки

Для повышения точности численного моделирования были созданы неравномерные в осевом и поперечном направлениях сетки. Более мелкие сетки генерировались вблизи границы газ-жидкость и вблизи входа в канал. Закономерность построения сетки принята как в публикации [35], причем соблюдается постоянство расхода между двумя соседними приращениями. Важно отметить, что при течении жидкости вниз по потоку толщина пленки уменьшается в процессе испарения. По этой причине при тестировании программы решения для типичных случаев были получены на сетках различного размера, чтобы убедиться, что решение независимо от сетки. В тестовых расчетах было показано, что разница в результатах для общей накопленной скорости испарения  $Mr$  (см. табл. 1) для двух типов изученных смесей на разных сетках не превышала 3 %. Таким образом, расчеты с использованием сетки из  $401 \times (111+51)$  ячеек являются достаточно точными для описания тепломассопереноса при защите стенки канала от потока горячего газа.

Таблица 1

**Сравнение общей совокупной скорости испарения  $Mr$  для различных сеток при условиях:  $T_{0L} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_0 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $Re = 2000$ ,  $\Gamma_0 = 0,06 \text{ кг/(м}\cdot\text{с)}$ ,  $\varphi = 50 \text{ } \%$**

Размеры сетки	Состав смеси	$x = 0,882$	$x = 2,557$	$x = 3,1861$	$x = 5$
<b>141×(111+41)</b>	50 % вода–этанол,	0,00235	0,00580	0,00720	0,01030
	50 % вода–этиленгликоль	0,000961	0,00245	0,00300	0,00450
<b>201×(111+51)</b>	50 % вода–этанол,	0,00231	0,00575	0,00694	0,01023
	50 % вода–этиленгликоль	0,000958	0,00243	0,00297	0,00446
<b>301×(111+51)</b>	50 % вода–этанол,	0,00230	0,00571	0,00695	0,01020
	50 % вода–этиленгликоль	0,000936	0,00242	0,00296	0,00445
<b>401×(111+51)</b>	50 % вода–этанол,	0,00228	0,00569	0,00695	0,01019
	50 % вода–этиленгликоль	0,000936	0,00242	0,00296	0,00444
<b>501×(201+61)</b>	50 % вода–этанол	0,00235	0,00581	0,00703	0,01031
	50 % вода–этиленгликоль	0,000955	0,00244	0,00299	0,00449

### 2.3. Сравнение полученных результатов с другими литературными данными

В целях проверки разработанной программы полученные результаты сравнивались с данными экспериментальной работы [3] и двух работ по численному моделированию — [24] и [26]. В первом варианте распределение температуры стенки сравнивалось с экспериментальными данными [3], где рассматривалось испарение пленки этанола

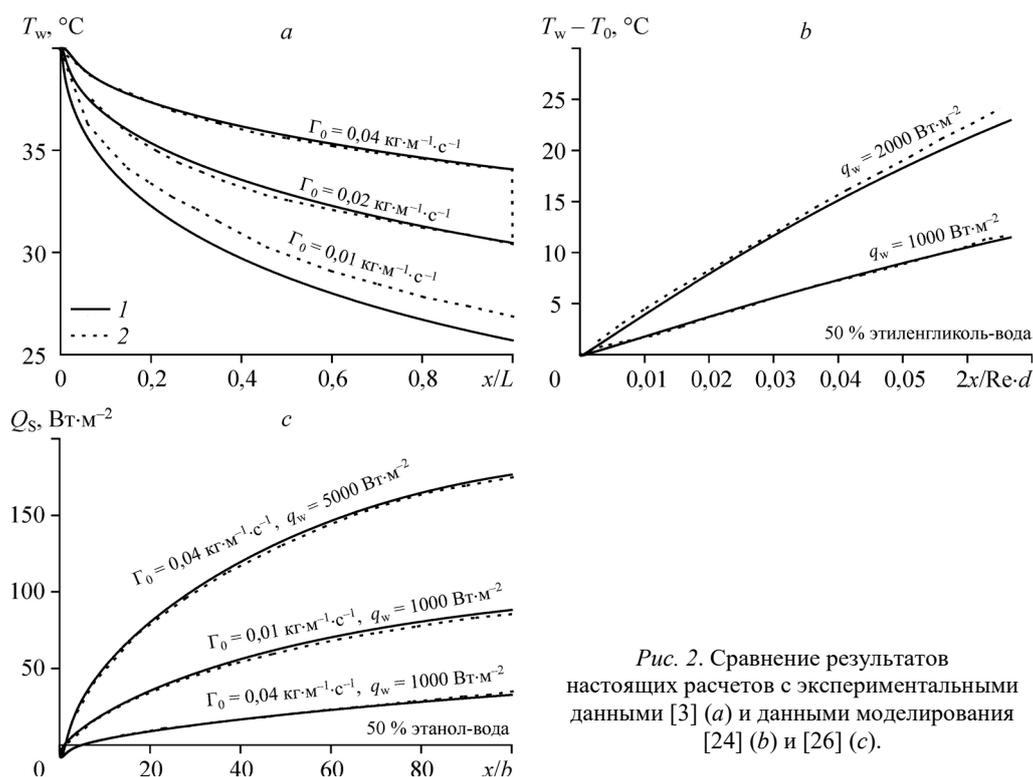


Рис. 2. Сравнение результатов настоящих расчетов с экспериментальными данными [3] (a) и данными моделирования [24] (b) и [26] (c).

в вертикальном канале при  $u_0 = 0,38$  м/с,  $T_{0L} = 40$  °С и  $T_0 = 31,5$  °С (см. рис. 2a). В целом результаты моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными. Однако тщательное изучение результатов, полученных при низких расходах жидкости, показало, что температура стенки несколько занижена. Это расхождение связано со сложностью поддержания массовой доли этанола при  $W_0 = 0\%$  в ходе эксперимента [3]. На рис. 2b показано распределение температуры стенки вдоль оси при различных потоках тепла и сравнение с экспериментальными данными [24] для условий:  $\Gamma_0 = 0,02$  кг/(м·с),  $b = 0,015$  м,  $T_{0L} = T_0 = 20$  °С и для 50% смеси вода–этиленгликоль на входе в канал. На рис. 2c отложена кривая изменения теплового потока явного тепла вдоль оси канала и сравнительные данные из экспериментов [26] для случая, когда  $b = 0,01$  м,  $T_{0L} = T_0 = 20$  °С,  $Re = 2000$  (входная смесь — 50%/50% вода/этанол). Наблюдается близкое совпадение результатов, причем максимальная разница не превышает 3%. Это сравнение результатов компьютерного моделирования и эксперимента показали, что предложенный численный алгоритм вполне подходит для применения.

### 3. Обсуждение результатов

В настоящей работе проводились вычисления для пленки бинарной смеси жидкостей (вода–этанол и вода–этиленгликоль), образующейся при течении внутри вертикального канала. В табл. 2 приводятся интервалы рабочих параметров. Для всех рассмотренных

Таблица 2

Интервалы физических параметров

Рабочие параметры	Интервалы значений
Массовый расход жидкости на входе, $\Gamma_0$ , кг/(м·с)	0,1–2,0
Число Рейнольдса на входе, $Re$	1500–2000
Входная температура потока воздуха, $T_0$ , °С	400–1000
Массовая доля на входе, $W_{0L}$	0,1–1,0

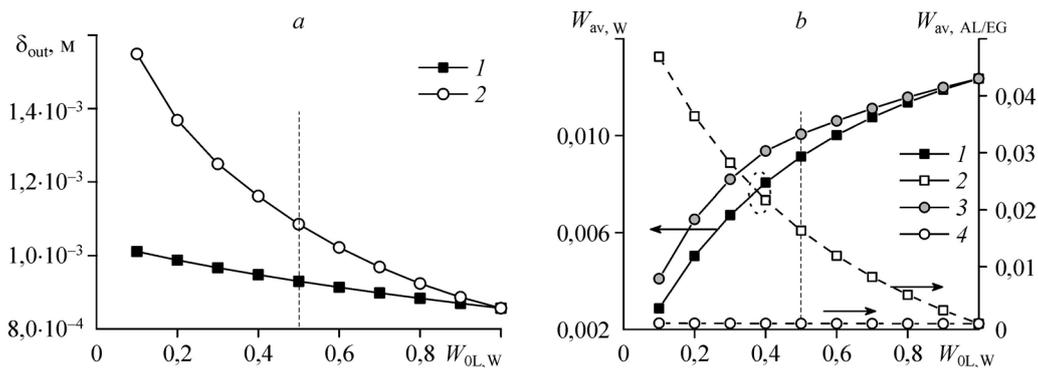


Рис. 3. Изменение толщины жидкой пленки на выходе из канала (а) и средняя массовая доля паров воды, этанола и этиленгликоля (b) для разного содержания воды в смеси при  $T_0 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Gamma_0 = 1,5 \text{ кг/(м}\cdot\text{с)}$ ,  $Re = 1500$ ; 1 (а), 1, 2 (b) — этанол–вода, 2 (а), 3, 4 (b) — этиленгликоль–вода; среднее массовое содержание воды  $W_{av,w}$  (1, 3), этанола и этиленгликоля  $W_{av,AL/EG}$  (2, 4).

случаев входное давление составляло 1 бар, входная температура жидкости равнялась  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , а длина канала — 5 м.

Для улучшения эффективности процесса испарения изучалось, как доля гликоля и спирта, присутствующие в жидкой пленке, влияют на теплозащиту стенки канала (см. рис. 3). Кривые на представленных графиках показывают толщину жидкой пленки на выходе из канала  $\delta_{out}$  (рис. 3a) и среднюю массовую концентрацию каждого компонента в газовой фазе (рис. 3b). Отметим, что толщина жидкой пленки на выходе  $\delta_{out}$  уменьшается с ростом массовой концентрации воды в смеси на входе. Кроме того, жидкий гликоль удерживает больше энергии, чем спирт; следовательно, смесь этиленгликоль–вода обеспечивает лучшую теплозащиту стенки от горячего воздуха при течении в длинном канале. Из двух протестированных типов жидкой смеси вода–этиленгликоль обеспечивает пленку большей толщины. Это определенно связано с высокой летучестью этанола, что отражается в более высокой его концентрации в канале по сравнению с этиленгликолем (см. рис. 3b). Кроме того, для жидкой пленки гликоль-водной композиции средняя массовая доля воды сильно возрастает с ростом количества воды в начальной смеси. Это объясняется высокой удельной теплоемкостью этиленгликоля в жидкой фазе, что позволяет удерживать больше энергии для поддержания испарения воды (в данном случае вода — более летучий компонент смеси).

Влияние уровня расхода жидкости на входе  $\Gamma_0$  на усредненную температуру стенки  $T_{av}$  в виде функции содержания воды для рассмотренных смесей представлено на рис. 4. Из графиков видно, что для случая низкого входного расхода жидкости  $\Gamma_0$  и применения смесей на основе этанола средняя температура стенки возрастает вместе с долей воды в смеси, при этом максимум достигается при содержании воды  $W_{OL,w} = 0,6$ , и температура стенки даже превышает результат для водной пленки при  $W_{OL,w} > 0,4$ . В дальнейшем температура приближается к асимптотической величине  $T_{av} = 59 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 4a). Напротив, при охлаждении смесью на основе этиленгликоля средняя температура стенки уменьшается с ростом доли воды в смеси из-за высокой удельной теплоемкости воды. Как видно из рис. 4b, высокий расход жидкости на входе улучшает теплозащиту стенки при турбулентном течении жидкой фазы (рис. 4b). Кривые на рис. 4c отображают влияние массовой концентрации воды в смеси на число Рейнольдса для потока жидкости. Видно, что пленка жидкости на основе этанола всегда будет турбулентной при высоком массовом расходе жидкости, в то время как поток для смеси вода–этиленгликоль будет ламинарным, если содержание воды  $W_{OL,w} < 0,5$ . Кроме того, наблюдаются изменения в эволюции температуры стенки — она становится ниже при низких расходах.

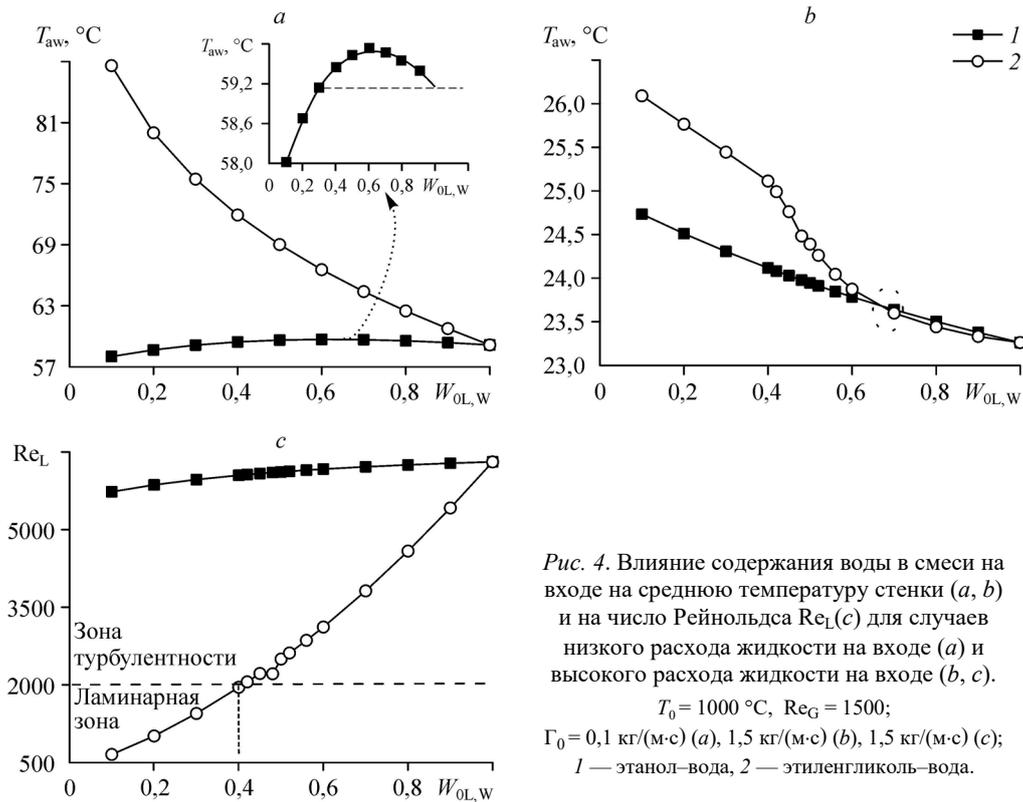


Рис. 4. Влияние содержания воды в смеси на входе на среднюю температуру стенки (a, b) и на число Рейнольдса  $Re_L$  (c) для случаев низкого расхода жидкости на входе (a) и высокого расхода жидкости на входе (b, c).

$$T_0 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ } Re_G = 1500;$$

$$\Gamma_0 = 0,1 \text{ кг/(м}\cdot\text{с)} \text{ (a), } 1,5 \text{ кг/(м}\cdot\text{с)} \text{ (b), } 1,5 \text{ кг/(м}\cdot\text{с)} \text{ (c);}$$

$$1 \text{ — этанол-вода, } 2 \text{ — этиленгликоль-вода.}$$

Для случаев обеих смесей средняя температура стенки  $T_{aw}$  понижается с ростом содержания в них воды. Однако для случая этиленгликолевой смеси при  $W_{0L,W} = 0,5$  средняя температура стенки проходит точку изгиба и далее понижается до уровня, характерного для случая смеси на основе этанола при  $W_{0L,W} = 0,7$ . Такое поведение можно объяснить турбулентной вязкостью жидкости и диффузией в смеси вода–этиленгликоль. Интересно отметить, что при высоком входном расходе жидкости (когда содержание воды превышает 60 %), обе смеси демонстрируют общую закономерность, следовательно, в обоих случаях реализуется одинаковое усиление теплозащиты.

Для глубокого анализа параметров теплопереноса на рис. 5 представлены изменения усредненного теплового потока через границу раздела: отдельно для скрытого и явного тепла. Даже поверхностный анализ кривых на этом рисунке показывает, что для любой из смесей перенос явного тепла  $Q_S$  эффективнее скрытого тепла  $Q_L$ : это объясняется высокой разницей температур между жидкой пленкой и потоком горячего воздуха. Отметим также, что теплоперенос по механизму явного тепла подвержен слабому влиянию содержания воды в водно-спиртовой смеси. Напротив, для смеси вода–этиленгликоль пропорции воды в смеси сильно влияют на перенос явного тепла из-за увеличения доли гликоля в смеси. Кроме того, поток скрытого тепла более чувствителен к природе компонентов смеси, нежели поток явного тепла. Например, увеличение массовой концентрации воды в смеси с этанолом вызывает уменьшение среднего потока скрытого тепла. Как видно из данных рис. 5, это происходит из-за присутствия этанола в смеси (более летучий компонент). Такой вывод объясняет последний результат — усиление теплозащиты стенки вызвано увеличением доли этанола за счет его испарения. Напротив, перенос скрытого тепла для водно-этиленгликолевой смеси ниже чем для водно-спиртовой смеси. Присутствие этиленгликоля в смеси уменьшает теплоперенос по скрытому механизму, и, таким образом, снижение температуры стенки в основном связано с теплопереносом по явному механизму.

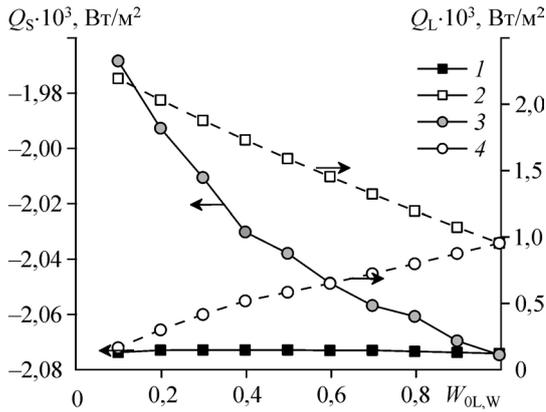


Рис. 5. График изменения среднего потока тепла через границу раздела.

Явное (1, 3) и скрытое (2, 4) тепло;  
 $\Gamma_0 = 1,5 \text{ кг/(м·с)}$ ;  $Re = 1500$ ,  $T_0 = 1000 \text{ °C}$ ;  
 1, 2 — этанол-вода, 3, 4 — этиленгликоль-вода.

Влияние входной температуры потока воздуха  $T_0$  и числа Рейнольдса  $Re$  на среднюю температуру стенки, толщину жидкой пленки, массовую концентрацию чистой воды в обоих вариантах охлаждающей смеси показаны на рис. 6a–6d. Из данных на рис. 6a видно, что средняя температура стенки для всех видов пленки повышается с ростом входной температуры воздушного потока.

Кроме того, теплозащита стенки более эффективна в случае, когда на входе в канал создается пленка с низкой температурой, это объясняется увеличением количества энергии, поглощаемой жидкой пленкой. По сути, как следует из рис. 6a, эта поглощенная энергия больше при низких числах Рейнольдса и также для пленки чистой воды.

Данные рис. 6b показывают, что толщина пленки на выходе из канала уменьшается с ростом входной температуры воздуха (происходит испарение пленки). Это явление более заметно для случая чистой воды, чем для смеси этанол-вода или этиленгликоль-вода, с небольшой зависимостью от числа Рейнольдса для газового потока (см. рис. 6c, 6d). Результаты показали, что самую эффективную теплозащиту стенки от горячего воздуха обеспечивает смесь вода-этиленгликоль. Соответственно, наиболее важным фактором

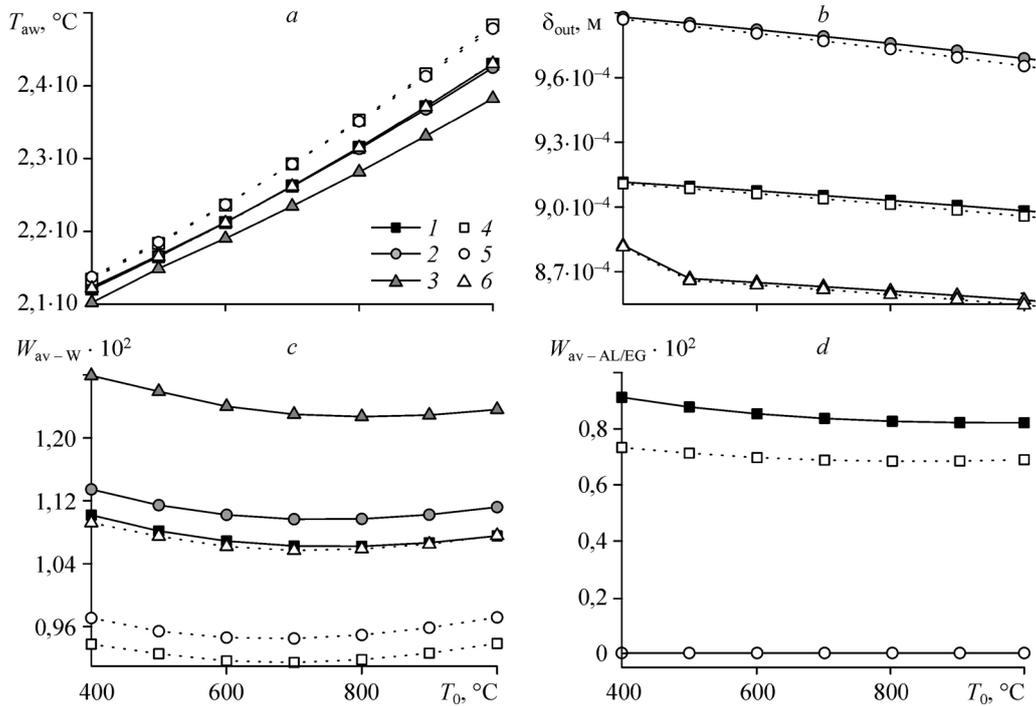


Рис. 6. Изменение средней температуры стенки (a), толщины пленки на выходе (b), среднее массовое содержание для воды (c), этанола и этиленгликоля (d) при различных уровнях температуры и скорости воздушного потока на входе при  $W_{0L,W} = 0,7$  и  $\Gamma_0 = 1,5 \text{ кг/(м·с)}$ .

Этанол-вода (1, 4), этиленгликоль-вода (2, 5), вода (3, 6);  $Re = 1500$  (1–3),  $Re = 2000$  (4–6).

защиты стенки является толщина пленки, которая действует как теплоизолятор (по мере продвижения по каналу пленка становится тоньше).

Влияние массового расхода жидкости на входе  $\Gamma_0$  на входную толщину пленки, усредненную температуру стенки  $T_{aw}$  и средние массовые концентрации отображено на рис. 7а–7с. Толщина пленки на выходе, как функция массового расхода жидкости, показана для двух типов смесей на рис. 7а. Кривые демонстрируют, что увеличение параметра  $\Gamma_0$  приводит к большей толщине пленки, что вызывает более высокие градиенты концентрации пара, особенно для случая смеси этиленгликоль–вода. Этот результат, очевидно, объясняется усилением процесса испарения при низких уровнях массового расхода жидкости на входе.

Из рис. 7b видно, что средняя температура стенки уменьшается с ростом параметра  $\Gamma_0$ . Кроме того, при низких уровнях массового расхода жидкости ( $\Gamma_0 \leq 0,5$  кг/(м·с)) смесь типа вода–этанол обеспечивает лучшую теплозащиту стенки, по сравнению с использованием смеси вода–этиленгликоль (в последнем случае эффективность теплозащиты даже выше, чем для водной пленки, если имеет место очень низкий массовый расход жидкости на входе ( $\Gamma_0 \leq 0,1$  кг/(м·с))). Это в основном обусловлено переносом скрытого тепла, связанного с испарением жидкой пленки, ставшим основным механизмом уноса тепла. Напротив, при высоком расходе жидкости ( $\Gamma_0 > 1,5$  кг/(м·с)) самым лучшим решением для термоизоляции является применение смеси на основе этиленгликоля (по сравнению со смесью на основе этилена), т.к. для поддержания испарения требуется больше тепла. Таким образом, можно утверждать, что чистая вода обеспечивает лучшую теплозащиту, но это создает трудности с сохранением защитной жидкой пленки, что ухудшает надежность теплозащиты стенки. Этот вывод подтверждается кривыми на рис. 7с, где изображены результаты моделирования массовых долей компонентов смеси. Важно отметить изменение состава смеси при низких расходах жидкости. Это объясняется

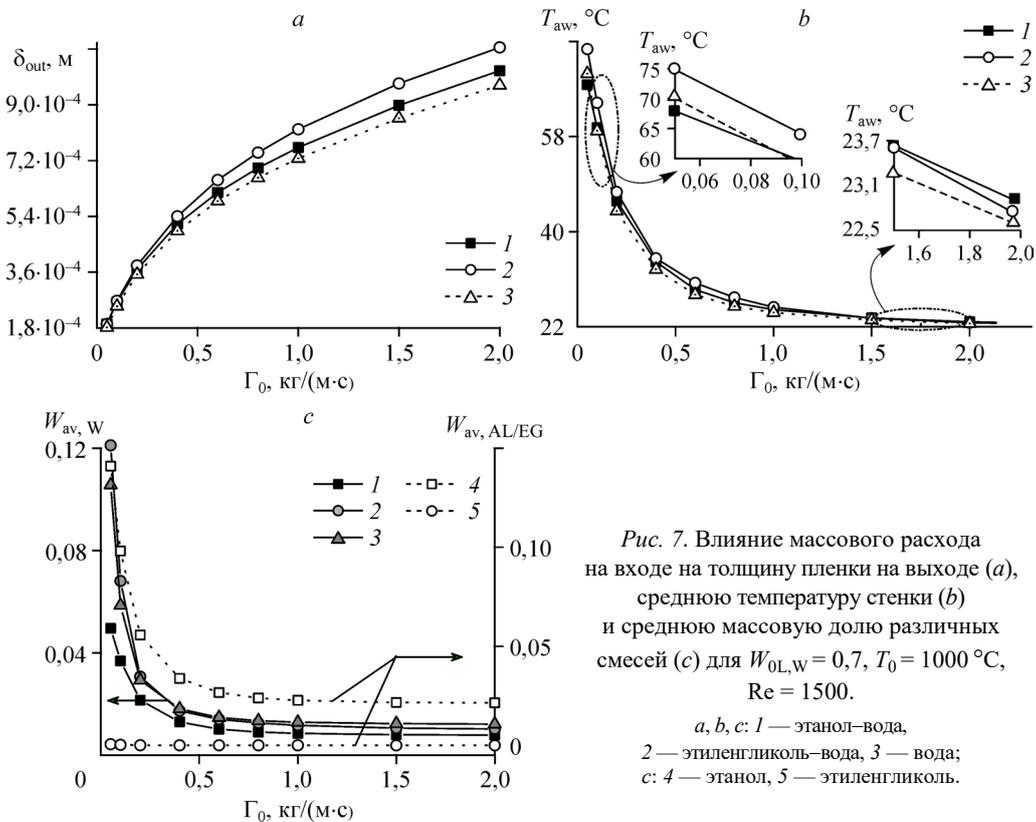


Рис. 7. Влияние массового расхода на входе на толщину пленки на выходе (а), среднюю температуру стенки (b) и среднюю массовую долю различных смесей (с) для  $W_{0L,W} = 0,7$ ,  $T_0 = 1000$  °C,  $Re = 1500$ .

а, b, с: 1 — этанол–вода, 2 — этиленгликоль–вода, 3 — вода; 4 — этанол, 5 — этиленгликоль.

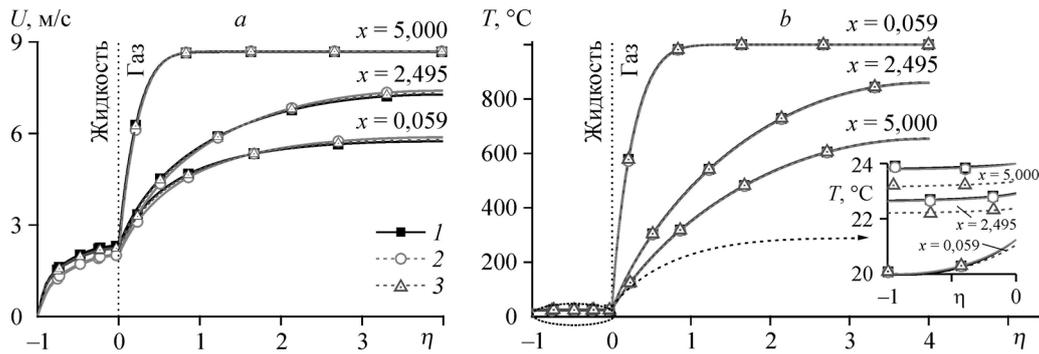


Рис. 8. Распределение осевой скорости и температурный профиль для жидкой и паровой фаз в различных сечениях канала при  $W_{0L,W} = 0,7$ ,  $T_0 = 1000$  °C,  $Re = 1500$ ,  $\Gamma_0 = 1,5$  кг/(м·с).

1 — этанол–вода, 2 — этиленгликоль–вода, 3 — вода.

существенной летучестью этанола, что улучшает теплозащиту стенки. Когда массовый расход превышает 1,5 кг/(м·с), то массовые концентрации каждого компонента становятся постоянными, а это предполагает, что скорость испарения пленки имеет такую же величину при высоком расходе жидкости. В этой ситуации именно удельная теплоемкость становится ключевым фактором для теплозащиты стенки с помощью смеси вода–этиленгликоль.

Во второй части исследования рассматривался совместный тепло- и массоперенос при защите стенки с помощью смеси, состоящей на 70 % из воды, а остальные 30 % — этиленгликоль или спирт, в сравнении с чисто водной пленкой. В этой части работы использовался следующий набор условий:  $\Gamma_0 = 1,5$  кг/(м·с),  $T_0 = 1000$  °C,  $Re = 1500$ . Профили осевой скорости и температуры для различных отделов канала отложены на рис. 8a, 8b. Кривые на рис. 8a показывают, что профиль скорости эволюционирует постепенно от равномерного распределения на входе к параболическому — ниже по течению, и максимальная скорость наблюдается на центральной линии канала. Кроме того, из всех испытанных жидких пленок (вода, вода–этанол и вода–этиленгликоль), самая высокая скорость была получена для смеси вода–этанол. Это объясняется низкой плотностью смеси вода–этанол несмотря на высокую летучесть этанола, которая еще больше усиливает испарение. В самом деле, скорость потока газа немного зависит от летучести компонент на входе и вплоть до половины длины канала благодаря высокому содержанию этанола, как видно из данных на рис. 9. Более того, при приближении к центральной линии скорость течения водно-гликолевой смеси становится высокой благодаря влиянию вязкости этиленгликоля в газовой фазе.

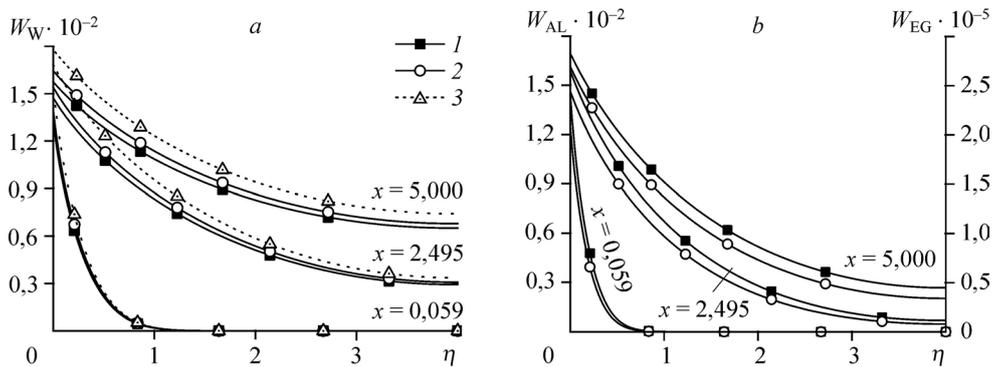


Рис. 9. Изменение массовой концентрации в паровой фазе для различных сечений канала при различных исходных смесях при  $W_{0L,W} = 0,7$ ,  $T_0 = 1000$  °C,  $Re = 1500$ ,  $\Gamma_0 = 1,5$  кг/(м·с).

1 — этанол–вода (a, b), 2 — этиленгликоль–вода (a, b), 3 — вода (a).

Температурный профиль на рис. 8*b* показывает, что и в газовой фазе наблюдается одинаковая закономерность для всех флюидов. Также можно отметить, что температура газовой смеси уменьшается по мере продвижения воздуха по каналу (энергия поглощается жидкой пленкой). Напротив, в жидкой фазе температура слегка повышается на входе в канал и становится постоянной при выходе из него без какого-либо влияния на теплозащиту стенки. График-врезка на рис. 8*b* приведен для более детального рассмотрения температуры жидкости. На нем видно, что температура смеси с этанолом несколько выше смеси с этиленгликолем на выходе из канала, что объясняется ее более высокой теплоемкостью. Кроме того, температура водной пленки без добавок ниже температуры рассмотренных смесей для всех сечений канала, что подтверждает предыдущие результаты.

На рис. 9 приводится распределение массовой концентрации воды, этанола и этиленгликоля в газовом потоке вдоль канала. Видно, что массовая концентрация различных компонентов газовой смеси изменяется схожим образом. Массовая концентрация в газовом потоке на границе раздела фаз постепенно возрастает по мере движения воздушного потока вниз по течению и уменьшается от границы раздела газ–жидкость к центральной линии канала. Результаты, представленные кривыми, показывают, что вода испаряется сильнее в случае подачи чистой воды (по сравнению со смесями). Если сравнивать испарение воды в двух типах смесей, то вода испаряется сильнее в смеси на основе этиленгликоля, чем в смеси на основе этанола, поскольку в первом случае вода является более летучим компонентом. Кроме того, массовая концентрация этанола выше, чем у этиленгликоля из-за большей разницы в летучести.

Для подробного анализа характеристик теплопередачи на рис. 10 приведено осевое распределение скрытого и явного тепловых потоков на границе раздела для смесей и чистой воды. Видно, что для всех изученных жидкостей теплопередача путем переноса явного тепла эффективнее, чем теплопередача путем переноса скрытого тепла. По сути дела, перенос явного тепла принимает отрицательные значения, т.к. для него характерно направление передачи тепла от горячего газа к пленке жидкости. Благодаря высокому температурному градиенту между жидкой пленкой и горячим газом на входе в канал тепловой поток является максимальным и уменьшается до асимптотического значения на выходе канала. Это объясняет тот факт, что жидкая пленка поглощает энергию горячего газа, и это вызывает повышение температуры данной пленки. Отметим также, что различий для переноса явного тепла для всех исследуемых жидкостей не обнаружено. В остальном, перенос скрытого потока тепла более чувствителен к природе компонентов смеси, чем поток явного тепла. Значительная разница наблюдается для скрытого теплового

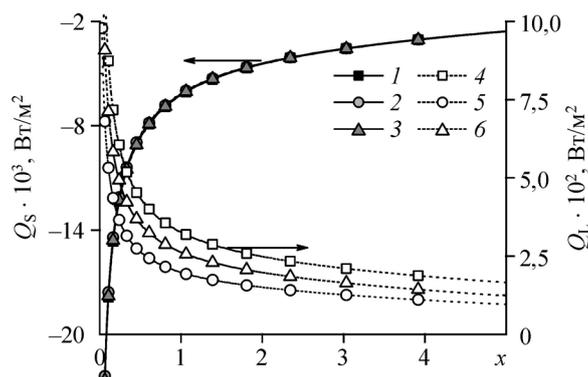


Рис. 10. Распределение по оси потока тепла через границу раздела фаз при  $W_{0L,w} = 0,7$ ,  $T_0 = 1000$  °C,  $Re = 1500$ ,  $\Gamma_0 = 1,5$  кг/(м·с).

Явное (1–3) и скрытое (4–6) тепло; 1, 4 — этанол–вода, 2, 5 — этиленгликоль–вода, 3, 6 — вода.

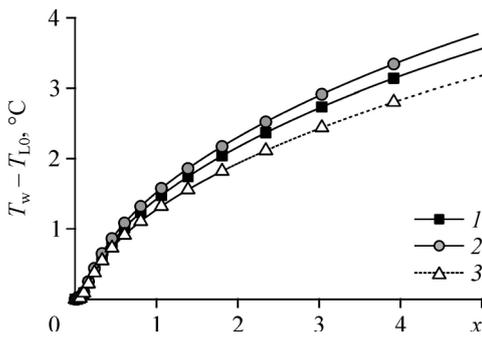


Рис. 11. Распределение температуры стенки вдоль оси канала при  $W_{OL,W} = 0,7$ ,  $T_0 = 1000$  °C,  $Re = 1500$ ,  $\Gamma_0 = 1,5$  кг/(м·с).  
1 — этанол–вода, 2 — этиленгликоль–вода, 3 — вода.

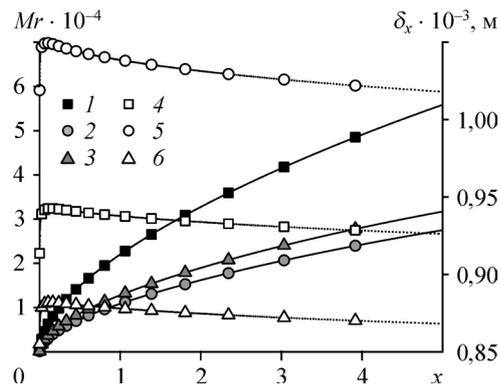


Рис. 12. Распределение по оси суммарной скорости испарения (1–3) и толщины жидкой пленки (4–6) при  $W_{OL,W} = 0,7$ ,  $T_0 = 1000$  °C,  $Re = 1500$ ,  $\Gamma_0 = 1,5$  кг/(м·с).  
1, 4 — этанол–вода, 2, 5 — этиленгликоль–вода, 3, 6 — вода.

потока при сравнении двух смесей с чистой водой. Действительно, теплопередача за счет переноса скрытого тепла для смеси вода–этанол является более значительной, чем для чистой воды и смеси вода–этиленгликоль. Это различие объясняется теплоемкостью компонентов (воды и этиленгликоля), что способствует аккумуляции большего количества тепла в жидкой пленке. С другой стороны, вода сохраняет больше энергии, чем этиленгликоль и имеет большее давление насыщения, особенно при высоких температурах. Следовательно, вода является более летучим компонентом, чем этиленгликоль. В самом деле, ослабление испарения пленки для случая смеси вода–гликоль приводит к уменьшению переноса скрытого тепла и, следовательно, к уменьшению толщины пленки, которая выступает как теплоизолятор от потока горячего газа. Кроме того, количество энергии, которое передается по механизму скрытого тепла для случая смеси на основе спирта, выше, чем для смеси с этиленгликолем; это объясняет, почему жидкая пленка поглощает больше тепла, чем высвобождает. Данный вывод подтверждается кривыми на рис. 11, на которых отложено изменение температуры стенки вдоль осевой координаты. Как видно, температура стенки возрастает от входа к выходу канала, это происходит от того, что жидкая пленка поглощает больше тепловой энергии из горячего воздуха. Как было описано выше, перенос явного тепла не зависит от состава смеси, а максимальный перенос скрытого тепла наблюдается для смеси вода–этанол. В этом случае испарение жидкой пленки является ключевым фактором для высвобождения скрытого тепла от стенки. Можно заключить, что смесь на основе этанола создает более эффективную теплозащиту, чем смесь на основе этиленгликоля, особенно когда система работает в условиях, направленных на испарение. С другой стороны, температура стенки в случае охлаждения водой ниже, чем для обоих тестируемых смесей, что подтверждается приведенными ранее результатами.

Амплитуда массопереноса для двух видов смесей и для воды без добавок отложена на графике рис. 12. Здесь же показано изменение вдоль оси суммарной скорости испарения и толщины жидкой пленки. Более высокая скорость испарения наблюдается для пленки из смеси вода–этанол, что связано с высокой летучестью этилового спирта. Из графика видно, что толщина жидкой пленки  $\delta_x$  уменьшается от входа к выходу канала. Это свидетельствует о том, что итоговая скорость испарения для смеси вода–этиленгликоль меньше, чем для спиртовой смеси или чистой воды. Таким образом, смесь вода–этиленгликоль обеспечивает жидкую пленку с большей толщиной и, следовательно, более эффективную защиту от потока горячего воздуха.

## Выводы

Выполнено численное исследование теплозащиты с помощью испарения жидкой бинарной пленки, стекающей по вертикальному каналу. Проводилось параметрическое моделирование влияния расхода жидкости, входной скорости и температуры газового потока на результативность охлаждения. Выполнено сравнение двух типов жидких смесей (вода–этанол и вода–этиленгликоль) с точки зрения гидродинамики, тепло- и массопереноса. Основные результаты численного моделирования следующие.

1. Толщина жидкой пленки, действующей как теплоизолятор, является самым важным фактором теплозащиты. Наибольшая толщина наблюдалась при применении смеси вода–этиленгликоль, поскольку на испарение этиленгликоля тратится много энергии.
2. Для пленки вода–этиленгликоль перенос явного тепла является преобладающим по сравнению с переносом скрытого тепла, и скорость теплообмена зависит от расхода жидкости (на поддержание испарения требуется много энергии).
3. Для смеси вода–этанол главным фактором теплозащиты становится перенос скрытого тепла, что связано с испарением жидкой пленки; это является основным механизмом отвода тепла от границы раздела фаз.
4. Одинаковая теплозащита с помощью обеих типов смесей возможна в случае, когда массовая концентрация воды на входе составляет 70 %.
5. При низком массовом расходе жидкости, смешение этанола с водой является лучшим выбором для теплозащиты стенки от потока горячего газа.
6. Пленка воды обеспечивает лучшую теплозащиту, но трудно обеспечить её целостность по всему каналу, что ухудшает возможность защиты стенок.
7. Тепломассоперенос через скрытое тепло является более чувствительным к составу смеси в отличии от явного тепла. Присутствие в смеси этиленгликоля уменьшает примерно в пять раз скрытый теплоперенос и теплозащита происходит благодаря переносу явного тепла. Кроме того, перенос явного тепла практически не зависит от массовой концентрации воды в смеси вода–этанол.

## Список обозначений

$b$ — длина канала, м,	$Pr_{LT}$ — турбулентное число Прандтля,
$C_p$ — удельная теплоемкость, Дж/(г·К),	$Q_S$ — поток явного тепла, Вт/м <sup>2</sup> ,
$D_{G,im}$ — коэффициент диффузии компонента $i$ в газовой смеси, м <sup>2</sup> /с,	$Q_L$ — поток скрытого тепла, Вт/м <sup>2</sup> ,
$D_{G,am}$ — коэффициент диффузии сухого воздуха в газовой смеси, м <sup>2</sup> /с,	$Re_G = \rho ub/\mu$ — число Рейнольдса для газовой смеси,
$D_L$ — коэффициент диффузии в жидкой пленке, м <sup>2</sup> /с,	$Re_L = 4\Gamma/\mu$ — число Рейнольдса для жидкой пленки,
$D_{L,ij}$ — коэффициент диффузии для растворенного вещества $i$ в растворителе $j$ для смеси жидкостей, м <sup>2</sup> /с,	$T$ — температура, К,
$g$ — ускорение силы тяжести, м/с <sup>2</sup> ,	$T_{a0}$ — температура воздуха на входе, К,
$k$ — теплопроводность, Вт/(м <sup>2</sup> ·К),	$u$ — осевая скорость, м/с,
$L$ — длина канала, м,	$u^* = (\tau_w/\rho)^{0.5}$ — динамическая скорость, м/с,
$L_v$ — скрытая теплота парообразования, Дж/кг,	$W_v$ — массовая концентрация пара,
$\dot{m}_1$ — массовый поток испаряющейся жидкости, кг/(м <sup>2</sup> ·с),	$W_{0L,EG}$ — массовая концентрация этиленгликоля на входе,
$M_i$ — молекулярная масса компонента $i$ , г/мол,	$W_{0L,ET}$ — массовая концентрация этанола на входе,
$Mr = \int \dot{m}_1 dx/\Gamma_0$ — безразмерная скорость испарения пленки,	$W_{0L,W}$ — массовая концентрация воды на входе,
	$(x, y)$ — декартова координата, м,
	$y^+$ — безразмерная координата для стенки.

## Греческие символы

$\Gamma_0$ — массовый расход жидкости на входе, кг/(м·с),	$\tau$ — напряжение сдвига, Па,
$\delta_x$ — локальная толщина пленки, м,	$\rho$ — плотность, кг/м <sup>3</sup> ,
$\mu$ — динамическая вязкость, Па·с,	$\varphi$ — относительная влажность.

### Индексы

a — воздух,	$i_m$ — компонент $i$ в смеси,
av — среднее,	L — смесь для жидкой пленки,
aw — среднее по стенке,	m — смесь,
ET (AL) — этанол,	T — турбулентный,
EG — этиленгликоль,	v — пар,
G — смесь (воздух + пар),	W — вода
$i$ — компонент $i$ ,	w — условие на стенке,
I — граница раздела газ-жидкость,	0 — условие на входе.

### Список литературы

1. Yan W.M., Lin T.F. Combined heat and mass transfer natural convection between vertical parallel plates with film evaporation // *Inter. J. Heat Mass Transfer*. 1990. Vol. 33, No. 3. P. 529–541.
2. Yan W.M., Lin T.F. Evaporative cooling of liquid film through interfacial heat and mass transfer in a vertical channel II. Numerical study // *Inter. J. Heat Mass Transfer*. 1991. Vol. 34, No 4/5. P. 1113–1124.
3. Yan W.M., Lin T.F., Tsay Y.L. Evaporative cooling of liquid film through interfacial heat and mass transfer in a vertical channel I. Experimental study // *Inter. J. Heat Mass Transfer*. 1991. Vol. 34, No 4/5. P. 1105–1111.
4. Tsay Y.L., Lin T.F., Yan W.M. Cooling of a falling liquid film through interfacial heat and mass transfer // *Int. J. Multiphase Flow*. 1990. Vol. 5. P. 853–865.
5. Alla A.N., Feddaoui M., Meftah H. Numerical simulation of heat and mass transfer in the evaporation of glycols liquid film along an insulated vertical channel // *American J. Heat Mass Transfer*. 2015. Vol. 2. P. 59–75.
6. Feddaoui M., Belahmidi E., Mir A., Bendou A. Numerical study of the evaporative cooling of liquid film in laminar mixed convection tube flows // *Inter. J. Thermal Sci*. 2001. Vol. 40. P. 1011–1020.
7. Feddaoui M., Meftah H., Mir A. The numerical computation of the evaporative cooling of falling water film in turbulent mixed convection inside a vertical tube // *Inter. Comm. Heat Mass Transfer*. 2006. Vol. 33. P. 917–927.
8. Cherif A.S., Kassim M.A., Benhamou B., Harmand S., Corriou J.P., Ben Jabrallah S. Experimental and numerical study of mixed convection heat and mass transfer in a vertical channel with film evaporation // *Inter. J. of Thermal Sci*. 2011. Vol. 50, No. 6. P. 942–953.
9. Ben Radhia R., Harmand S., Corriou J.P., Ben Jabrallah S. Liquid film evaporation enhancement in a vertical annulus with preheated air flow // *J. Desalination and Water Treatment*. 2014. Vol. 52, No. 7–9. P. 1654–1661.
10. Ben Jabrallah S., Belghith A., Corriou J.P. Convective heat and mass transfer with evaporation of a falling film in a cavity // *Inter. J. of Thermal Sci*. 2006. Vol. 45, No. 1. P. 16–28.
11. Fahem K., Ben Jabrallah S., Belghith A., Corriou J.P. Numerical simulation of the behaviour of a distillation cell with influence of the characteristics of the heating wall // *Desalination*. 2006. Vol. 45. P. 185–197.
12. Mezaache E., Daguinet M., Etude numérique de l'influence de l'inclinaison sur l'évaporation d'un film liquide s'écoulant sur une paroi plane isotherme ou à flux de chaleur imposé // *The Canadian J. Chemical Engng*. 1998. Vol. 76. P. 203–210.
13. Mezaache E., Daguinet M. Etude numérique de l'évaporation dans un courant d'air humide laminaire et turbulent d'un film d'eau ruisselant sur une plaque inclinée // *The Canadian J. Chemical Engng*. 2000. Vol. 78, No. A7. P. 994–1005.
14. Mezaache E., Daguinet M. Etude numérique de l'évaporation dans un courant d'air humide laminaire d'un film d'eau ruisselant sur une plaque inclinée // *Inter. J. of Thermal Sci*. 2000. Vol. 39. P. 117–129.
15. Mezaache E., Daguinet M. Effects of inlet conditions on film evaporation along an inclined plate // *Solar Energy*. 2005. Vol. 78. P. 535–542.
16. Aktershev S.P., Alekseenko S.V. Influence of condensation on the stability of a liquid film moving under the effect of gravity and turbulent vapor flow // *Inter. J. Heat and Mass Transfer*. 2005. Vol. 48. P. 1039–1052.
17. Gatapova E.Y., Kabov O.A. Shear-driven flows of locally heated liquid films // *Inter. J. Heat and Mass Transfer*. 2008. Vol. 51. P. 4797–4810.
18. Кузнецов В.В., Андреев В.К. Движение жидкой пленки и газового потока в микроканале с испарением // *Теплофизика и аэромеханика*. 2013. Т. 20, № 1. С. 17–28.
19. Терехов В.И., Горбачев М.В., Кхафаджи Х.К. Испарительное охлаждение воздуха в адиабатном канале при чередовании влажных и сухих участков // *Теплофизика и аэромеханика*. 2016, Т. 23, № 2. С. 229–239.
20. Макаров М.С., Макарова С.Н. Тепломассообмен при адиабатическом испарении бинарных зетропных растворов // *Теплофизика и аэромеханика*. 2016. Т. 23, № 1. С. 23–32.
21. Бекежанова В.Б., Гончарова О.Н. Задачи испарительной конвекции (обзор) // *Прикладная математика и механика*. 2018. Т. 82, № 2. С. 219–260.
22. El Armouzi M., Benachour K., Chesneau X., Grisenti M. Analysis of binary liquid film evaporation in mixed convection between two coaxial circular cylinders // *J. Energy Heat Mass Transfer*. 2001. Vol. 23. P. 117–133.
23. Armouzi M.E., Chesneau X., Zeghmati B. Numerical study of evaporation by mixed convection of a binary liquid film flowing down the wall of two coaxial cylinders // *Heat Mass Transfer*. 2005. Vol. 41. P. 375–386.

24. **Chérfi A., Daïf A.** Etude numérique du transfert de chaleur et de masse entre deux plaques planes verticales en présence d'un film de liquide binaire ruisselant sur l'une des plaques chauffées // *Inter. J. Heat and Mass Transfer*. 1999. Vol. 42, No.13. P. 2399–2418.
25. **Nasr A., Hfaiedh C.D., Nasrallah S.B.** Numerical study of evaporation by mixed convection of a binary liquid film // *Energy*. 2011. Vol. 36. P. 2316–2327.
26. **Nait Alla A., Feddaoui M., Meftah H.** Comparison of two configurations to improve heat and mass transfer in evaporating two-component liquid film flow // *Inter. J. of Thermal Sci*. 2018. Vol. 126. P. 194–204.
27. **Shembharkar T.R., Pai B.R.** Prediction of film cooling with a liquid coolant // *Inter. J. Heat and Mass Transfer*. 1986. Vol. 29. P. 899–908.
28. **Warner C.F., Emmons D.L.** Effects of selected gas stream parameters and coolant properties on liquid film cooling // *J. Heat Transfer*. 1964. Vol. 86, No. 2. P. 271–278.
29. **Zhang H., Tao W., He Y., Zhang W.** Numerical study of liquid film cooling in a rocket combustion chamber // *Inter. J. Heat Mass Transfer*. 2006. Vol. 49. P. 349–358.
30. **Jang J., Yan W.M.** Thermal protection with liquid film in turbulent mixed convection channel flows // *Inter. J. Heat Mass Transfer*. 2006. Vol. 49. P. 3645–3654.
31. **Meftah H., Feddaoui M.** Numerical study of wall protection by the evaporation of liquid film of ethylene glycol // *Heat Transfer Research*. 2016. Vol. 47, No. 5. P. 433–447.
32. **Kinney R.G., Abramson A.E.** Internal-liquid-film-cooling experiments with air-stream temperatures to 20 °F in 2-and 4-inch-diameter horizontal tubes // *NACA RM E52B20*. 1952. 21 p.
33. **Abramson A.E.** Investigation of internal film cooling of exhaust nozzle of a 1000-pound-thrust liquid-ammonia liquid-oxygen rocket // *NACA RM E52C26*. 1960. 19 p.
34. **Yih S., Liu J.** Prediction of heat transfer in turbulent falling liquid films with or without interfacial shear // *E.J. AICh*. 1983. Vol. 29. P. 903–909.
35. **Cebeci T., Smith A.M.O.** A finite difference method for calculating compressible laminar and turbulent boundary layers // *Transactions ASME. J. Basic Engng*. 1970. Vol. 92, Iss. 3. P. 523–535.
36. **Habib I.S., Na T.Y.** Prediction of heat transfer in turbulent pipe flow with constant wall temperature // *J. Heat Transfer*. 1974. Vol. 96. P. 253–254.
37. **Perry J.H.** *Chemical engineers handbook*. New York: McGraw-Hill Book Company, 1950. 1942 p.
38. **Рид Р., Праусниц Д., Шервуд Т.** Свойства газов и жидкостей. Л.: Химия, 1982. 592 с.
39. **Poling B.E., Prausnitz J.M., O'Connell J.P.** *The properties of gases and liquids*. 5th ed. N.Y.: Mc Graw-Hill, 2000. 803 p.
40. **Патанкар С.** Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. 150 с.
41. **Raithby G.D., Schneider G.E.** Numerical solution of problems in incompressible fluid flow: treatment of the velocity-pressure coupling // *Numerical Heat Transfer*. 1979. Vol. 2. P. 417–440.

*Статья поступила в редакцию 3 сентября 2018 г.,  
после доработки — 24 декабря 2018 г.,  
принята к публикации 28 февраля 2019 г.,  
доработана дополнительно 29 апреля 2019 г.*