

УДК 536.524

Испарительное охлаждение воздуха в адиабатном канале при чередовании влажных и сухих участков *

В.И. Терехов^{1,2}, М.В. Горбачев², Х.К. Кхафаджи^{1,2}

¹Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

²Новосибирский государственный технический университет

E-mail: terekhov@itp.nsc.ru

Статья посвящена численному исследованию тепломассопереноса в процессе прямого испарительного охлаждения воздуха в режиме вынужденной ламинарной конвекции в канале между двумя неограниченными параллельными пластинами с чередованием по длине влажных и сухих участков. Решается система уравнений Навье–Стокса и уравнений энергии и диффузии пара в двумерном приближении. На входе в канал все термогазодинамические параметры постоянны по сечению, а стенки канала являются адиабатическими. Исследования проведены при вариации количества сухих участков ($n = 0 \div 16$), их относительной длины ($s/l = 0 \div 1$) и числа Рейнольдса $Re = 50 \div 1000$ при течении сухого воздуха ($\varphi_0 = 0$) с неизменной температурой на входе ($t_0 = 30$ °С). Основное внимание уделено оптимизационному анализу характеристик испарительной ячейки. Показано, что увеличение числа чередующихся ступенек приводит к росту параметров тепловой и влажностной эффективности. С увеличением числа Re и уменьшением протяженности влажных участков параметр эффективности снижается.

Ключевые слова: прямое испарительное охлаждение, тепломассообмен, ламинарный режим, ступенчатые граничные условия, тепловая и влажностная эффективность.

Введение

Испарительное охлаждение является одним из наиболее простых и эффективных методов снижения температуры газовых потоков. Его роль в энергетике чрезвычайно важна, а имеющиеся приложения охватывают большой спектр новых энергетических технологий. Прежде всего, это системы кондиционирования воздуха, охлаждение электронного оборудования, компактные теплообменники транспортных машин, где в качестве теплоносителя используется влажный воздух и многое другое.

Изучению процесса совместного тепломассообмена при конвективном испарении влаги на поверхности посвящено большое число работ [1–6]. Однако многие вопросы в силу многофакторности протекающих процессов остаются малоизученными. Сложная картина совместного тепломассопереноса делает практически невозможным использование аналитических методов и корреляционных соотношений для каналов при отсутствии фазовых переходов в инженерных расчетах и при проектировании теплообменных устройств.

* Пакет программ расчета был разработан при финансовой поддержке РФН (проект № 14-19-00402), комплекс расчетных исследований частично финансировался за счет средств РФФИ (проект 16-08-00372).

Первостепенное значение при решении подобных задач приобретают численные методы исследования.

Интерес к численным исследованиям процессов сопряженного тепло-массопереноса при испарительном охлаждении в последнее время значительно возрос. Наибольшее внимание уделяется режимам свободной и смешанной конвекции применительно к проблемам строительной теплофизики. Вынужденная ламинарная конвекция изучалась в работах [4, 7–10] при адиабатическом испарении, а также при наличии теплового потока на поверхности канала. Основной целью этих исследований являлось создание основ для оптимизационного анализа теплогидравлических характеристик теплообменных устройств испарительного типа. В литературе имеются примеры попыток оптимизации характеристик таких теплообменников [11, 12], в том числе и при косвенном испарительном охлаждении (цикл Майсоценко), когда температура охлаждаемого воздуха приближается к значению в точке росы. Работы в этом направлении в настоящее время интенсивно развиваются, однако эта проблема далека от завершения в силу ее сложности и многопараметричности [13–16].

Изучение закономерностей тепло- и массопереноса в одиночном адиабатическом канале является важным шагом в исследовании более сложных косвенно-испарительных ячеек. Причем большинство работ проводилось для случая с полностью смоченной поверхностью канала. В реальных испарительных устройствах часто приходится сталкиваться со случаем, когда влажные участки чередуются с сухими, создавая тем самым периодические тепловые и диффузионные граничные условия на стенке. Подобная картина наблюдается при интенсивном испарении жидкости в стекающих пленках, а также при кипении, когда на теплообменной поверхности могут образовываться сухие пятна со скачкообразным изменением условий на их границе [17, 18].

Задача о ступенчатом изменении условий на стенке имеет давнюю историю [19]. В то же время, совместный тепло-массообмен для этого случая изучен значительно слабее. В литературе имеются работы по численному исследованию вынужденной [7], естественной [20] и смешанной [21] конвекции в каналах при чередовании влажных и сухих участков. Однако подробного анализа тепловой и влажностной эффективности подобных каналов не проводилось.

Настоящая работа посвящена численному исследованию течения и тепло-массообмена в элементарной испарительной ячейке, представляющей собой канал с плоско-параллельными частично смоченными адиабатическими стенками. Особое внимание уделено влиянию изучаемых параметров (числа Re , числа влажных ступенек n и их протяженности s/l) на степень охлаждения воздуха и теплогидравлическую эффективность.

Постановка задачи. Основные допущения

Схема задачи показана на рис. 1. Испарительная ячейка представляет собой канал, ограниченный двумя бесконечными пластинами, расстояние между которыми равно d . С наружной стороны пластины теплоизолированы ($q_w = 0$), а внутри влажные участки

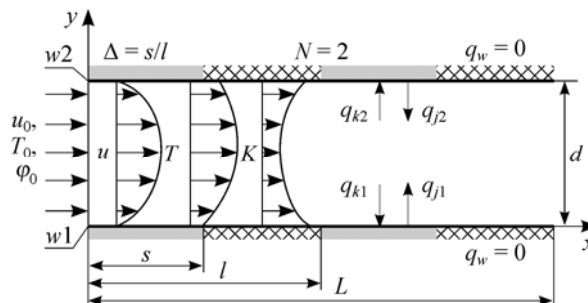


Рис. 1. Схема испарительной ячейки.

чередуются с сухими. Число участков в расчетах варьировалось: $n = L/l = 0 \div 16$, а при $n = 0$ поверхность канала была полностью смоченной. При этом на влажных участках в силу адиабатичности канала на его стенках имело место равенство конвективной и испарительной составляющих теплового потока: $q_{k1} = q_{j1}$ и $q_{k2} = q_{j2}$. Толщина жидкой пленки на стенках считалась бесконечно малой и на гидродинамику потока в канале и термическое сопротивление влияния не оказывала. Условия на верхней и нижней стенках канала были симметричными. Относительная длина влажного участка в расчетах также варьировалась в широких пределах: $\Delta = s/l = 0 \div 1$.

Длина канала, составляющая $L/d = 50$ калибров, выбиралась из соображений возможности изучения особенностей процесса теплообмена как на развивающемся, так и стабилизированном участках течения. Режим течения был ламинарным, двумерным и стационарным. Лучистым теплообменом, вязкой диссипацией и эффектами Дюфо и Соре пренебрегалось. Все параметры на входе (u_0 , T_0 и φ_0) были постоянны по высоте канала и анализ проводился при одинаковой температуре ($t_0 = 30$ °C) абсолютно сухого ($\varphi_0 = 0$) воздуха.

Основные уравнения для ламинарной вынужденной конвекции двумерного течения записываются следующим образом:

– уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

– движения в x -направлении:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right); \quad (2)$$

– движения в y -направлении:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right); \quad (3)$$

– уравнение энергии:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{D}{c_p} (c_{pv} - c_{pa}) \left(\frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial K}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial K}{\partial y} \right); \quad (4)$$

– уравнение диффузии водяного пара:

$$u \frac{\partial K}{\partial x} + v \frac{\partial K}{\partial y} = D \left(\frac{\partial^2 K}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 K}{\partial y^2} \right). \quad (5)$$

Второй член в правой части уравнении (4) описывает диффузионный перенос теплоты в бинарной смеси «водяной пар–воздух». Все теплофизические свойства потока рассчитывались в зависимости от концентрации пара и температуры по соотношениям работы [22].

Баланс массы в канале рассчитывался с учетом притока испаряющегося пара по следующему соотношению:

$$\int_0^d \rho u(x, y) dy = d \rho_0 u_0 + \int_0^x \rho v(x, y) dx. \quad (6)$$

Граничные условия запишутся следующим образом:

– на входе в канал ($x = 0$):

$$T = T_0, \quad u = u_0, \quad v = 0, \quad \varphi = \varphi_0; \quad (7)$$

– на выходе из канала ($x/d = 50$):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial K}{\partial x} = 0; \quad (8)$$

– на поверхности пластин ($y = 0$) и ($y = d$):

$$u = 0, \quad q_w = 0, \quad v = 0 \text{ (сухая стенка)} \text{ и } v = v_b \text{ (влажная стенка)}. \quad (9)$$

Поперечная составляющая скорости пара находится из уравнения баланса массы на проницаемой стенке:

$$v_b = \frac{-D}{1 - K_w} \cdot \frac{\partial K}{\partial y} \Big|_{y=0,d}. \quad (10)$$

Уравнение теплового баланса на влажных участках канала ($y = 0$ и $y = d$) записывается с учетом адиабатичности процесса испарения ($q_w = 0$):

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\rho L_v D}{1 - K_w} \cdot \frac{\partial K}{\partial y} = 0. \quad (11)$$

При этом концентрация пара на влажной стенке и ее температура связаны кривой насыщения $K_w = f(T_w)$. На сухой стенке справедливо условие $(\partial K / \partial y)_w = 0$. Принимая парогазовую смесь идеальной, в соответствии с законом Дальтона концентрация пара на стенке связана с его парциальным давлением следующим соотношением:

$$K_w = \frac{M_v / M_a}{P / P_{vs} + M_v / M_a - 1}. \quad (12)$$

Локальное число Нуссельта, определенное по эквивалентному диаметру ($d_e = 2d$), записывается как:

$$\text{Nu} = \frac{h2d}{\lambda} = \frac{2d(\partial T / \partial y)_w}{T_w - T_m}, \quad (13)$$

где h — локальный коэффициент теплоотдачи. Среднемассовая температура T_m и концентрация пара K_m парогазовой смеси в рассматриваемом поперечном сечении определяются по формулам

$$t_m = \int_0^d \rho u t dy / \int_0^d \rho u dy, \quad (14)$$

$$K_m = \int_0^d \rho u K dy / \int_0^d \rho u dy. \quad (15)$$

Местный коэффициент трения имеет стандартный вид:

$$c_f / 2 = \tau_w / (\rho u_0^2). \quad (16)$$

Численная реализация. Система уравнений (1)–(5) совместно с граничными условиями (6)–(12) решалась численно с использованием метода контрольных объемов. Для

связи скорости и давления применялся алгоритм SIMPLE [23]. При дискретизации использовались равномерные сетки, оптимальный размер которых подбирался в специальной серии расчетов и составлял 200×70 в продольном и поперечном направлениях соответственно.

Тестовые сопоставления по течению и теплообмену в каналах с адиабатическими и изотермическими стенками при отсутствии фазовых переходов показали хорошее соответствие между результатами настоящего расчета и данными работы [24]. Более подробно вопрос о численной реализации и тестовых сопоставлениях освещен в работах [8, 9].

Результаты расчетов и их обсуждение

Все расчеты проводились для канала с фиксированной геометрией (рис. 1, $d = 6$ мм и $L/d = 50$) при постоянной температуре абсолютно сухого воздуха на входе — $\varphi_0 = 0$ %, $t_0 = 30$ °С. Число Рейнольдса изменялось в диапазоне $Re = 2u_0d/\mu = 50 \div 1000$, охватывающем наиболее характерные режимные параметры компактных теплообменников.

На рис. 2 представлены картины распределений полей температур в испарительной ячейке при различном числе испарительных участков. Для канала с полностью смоченными стенками ($n = 0$) при рассматриваемом режиме течения основные изменения температур наблюдаются чаще всего во входных сечениях. В большей части канала температура близка к параметрам насыщения, и для осуществления процессов тепло-массообмена эта область является балластной.

При ступенчатом изменении влажности по длине канала, как это наглядно следует из рис. 2 ($n = 2$ и 8), картина теплового процесса значительно усложняется и затягивается на значительно более протяженные расстояния от входа в канал. Подобный характер изменения имеет место и для полей концентраций пара.

Распределение термогазодинамических параметров по длине канала при вариации числа ступенек при подаче на вход потока сухого воздуха демонстрируется на рис. 3. Изменение среднemasсовой температуры, концентрации и потока массы пара на стенке ($j_w/\rho_m U_m$) показано соответственно на рис. 3а–3с при условии равенства длин сухого

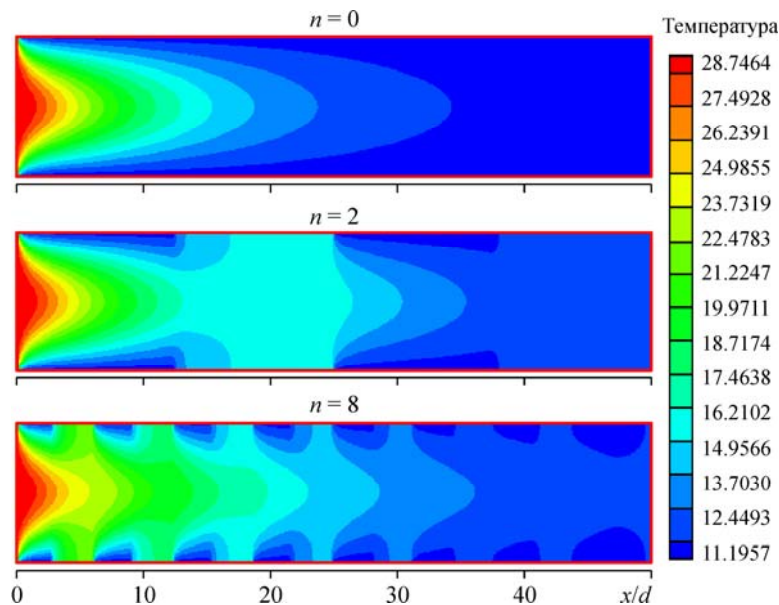


Рис. 2. Поля температур в ячейке со ступенчатым испарением.

$Re = 200$, $t_0 = 30$ °С, $\varphi_0 = 0$ %.

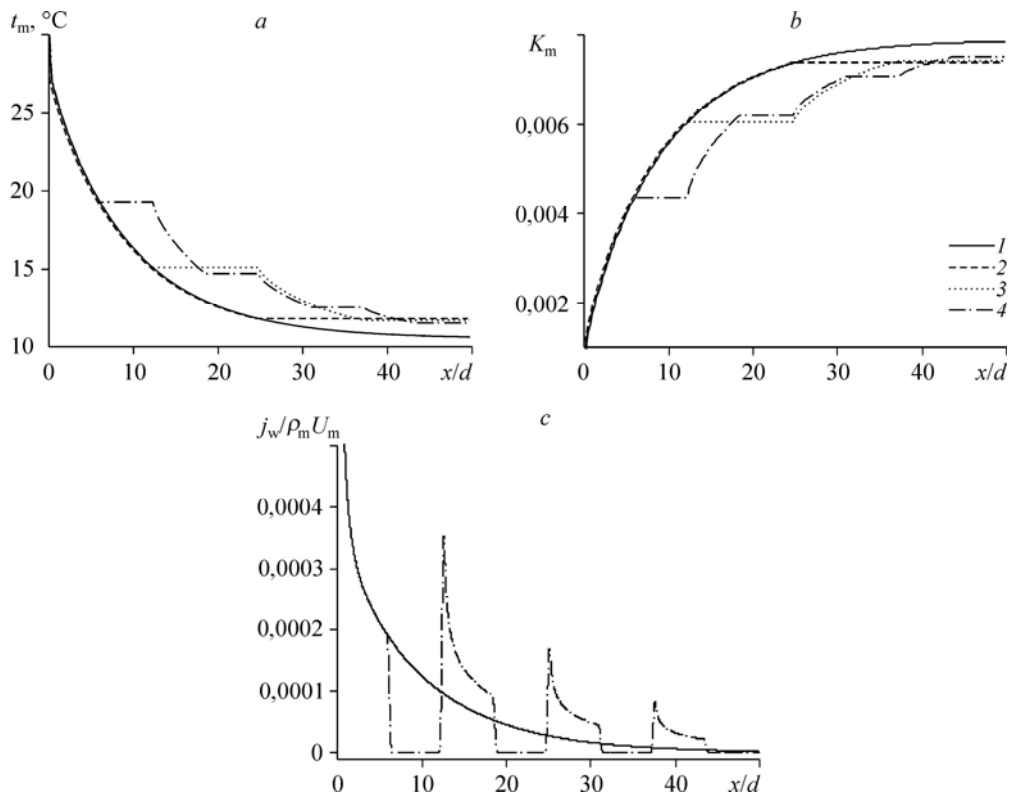


Рис. 3. Изменение среднemasовой температуры (a), концентрации пара (b) и его скорости на стенке (c) по длине канала при различном количестве испарительных участков.
 $t_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_0 = 0$, $Re = 200$; $n = 0$ (1), 1 (2), 2 (3), 4 (4).

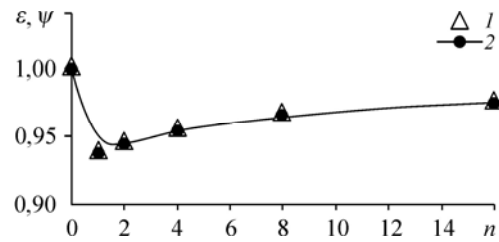
и влажного участков ($\Delta = s/l = 0,5$). Горизонтальные полочки на рис. 3a и 3b соответствуют расположению сухих участков. На них, как это следует из рис. 3c, отсутствует поперечный поток пара. Для сравнения на рис. 3 нанесена линия $n = 0$, соответствующая течению в адиабатном канале с полностью смоченными стенками [8].

В расчетной схеме сразу за входным сечением находился влажный участок, поэтому температура воздуха за счет затраты теплоты на испарение здесь резко понижается независимо от дальнейших граничных условий. Затем в соответствии с количеством чередующихся участков расчетные линии отклоняются от случая полностью смоченного канала ($n = 0$). Наибольшее отличие между полностью и частично смоченными каналами наблюдается в близко расположенных ко входу сечениях. По мере приближения к выходу влияние числа участков на среднemasовую температуру и концентрацию нивелируется (рис. 3a, 3b) и все полученные данные располагаются достаточно близко друг к другу. Подобная картина отмечается и в работах [7, 20].

Интенсивность процессов тепломассообмена на поверхности при чередовании смоченных и сухих участков распределяется неравномерно по длине. Это видно из рис. 3c, где представлены расчетные данные по изменению относительной скорости пара на стенке для полностью ($n = 0$) и частично ($n = 4$) смоченных поверхностей. Ступенчатое изменение граничных условий приводит к резкому возрастанию потока массы в начале каждого влажного участка, в результате чего интегральные значения испарившегося пара, согласно данным рис. 3b, не сильно отличаются от случая полностью влажной стенки. Следует отметить, что изменение конвективной компоненты теплового потока в силу адиабатичности канала будет иметь такой же характер, как и на рис. 3c.

Рис. 4. Влияние числа ступенек в испарительной ячейке на эффективность тепломассообменных процессов.

$t_0 = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_0 = 0$, $Re = 200$; 1 — ε , 2 — ψ .



Известно [1–3, 8], что предельной температурой, до которой может быть охлажден газ при прямом испарительном охлаждении, является температура адиабатического насыщения. Максимальное влагосодержание газа при этом определяется условиями полного насыщения ($\varphi = 100\%$). Поэтому эффективность охлаждения газа в испарительной ячейке принято характеризовать безразмерной температурой

$$\varepsilon = (t_0 - t_m) / (t_0 - t_{s0}) \quad (17)$$

и концентрацией пара

$$\psi = (K_m - K_0) / (K_{s0} - K_0), \quad (18)$$

где t_{s0} и K_{s0} — температура и массовая концентрация водяных паров насыщенного воздуха, соответствующая температуре t_0 . Оба эти параметра характеризуют степень отклонения температуры и влажности паровоздушной смеси на выходе из ячейки от состояния насыщения.

Результаты вычислений тепловой и влажностной эффективности в зависимости от числа ступенек представлены на рис. 4. Для полностью смоченного канала ($n = 0$) паровоздушная смесь находится в состоянии насыщения и $\varepsilon = \psi = 1$. Минимальная эффективность имеет место для ячейки с одним влажным и одним сухим участком ($n = 1$). Однако это снижение не столь существенно и не превышает $\sim 7\%$. При увеличении числа участков величина эффективности повышается, приближаясь к асимптотическому значению $\varepsilon = \psi \rightarrow 1$. При этом важно подчеркнуть, что параметры тепловой и влажностной эффективности практически совпадают, что говорит о подобии процессов тепло- и массопереноса в рассматриваемых условиях.

Представленные выше результаты были получены при равенстве длин влажного и сухого участков, т.е. $s/l = 0,5$. В практических приложениях это условие может не выполняться и величина этого параметра может меняться в пределах $s/l = 0 \div 1$. В случае $s/l = 0$ канал является полностью сухим, а при $s/l = 1$ — вся его поверхность смочена.

Изменение среднemasовой температуры по длине канала при $Re = 200$ и $n = 4$ для различной протяженности смоченного участка представлено на рис. 5. Как и следует из физики явления, увеличение длины смоченной поверхности ведет к более интенсивному испарению и, соответственно, к снижению температуры паровоздушной смеси на выходе ячейки. Этот вывод хорошо подтверждают данные об эффективности охлаждения, приведенные на рис. 6. Для весьма коротких смоченных участков ($s/l = 0,2$) параметр эффективности снижается примерно на 25%.

Суммарная площадь влажной поверхности уменьшается при этом в пять раз, что говорит о значительной интенсификации локального теплообмена за счет ступенчатого изменения тепловых и диффузионных условий.

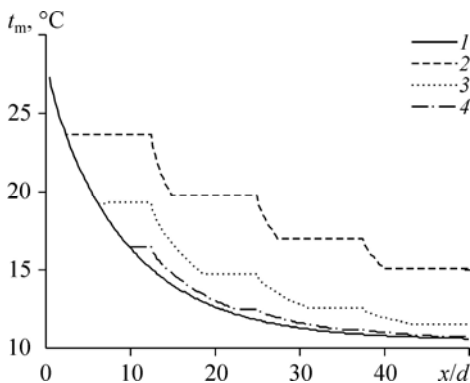


Рис. 5. Изменение среднemasовой температуры воздуха в канале при различной длине смоченных участков.

$t_0 = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_0 = 0$, $Re = 200$, $n = 4$;
 $s/l = 1$ (1), 0,2 (2), 0,5 (3), 0,8 (4).

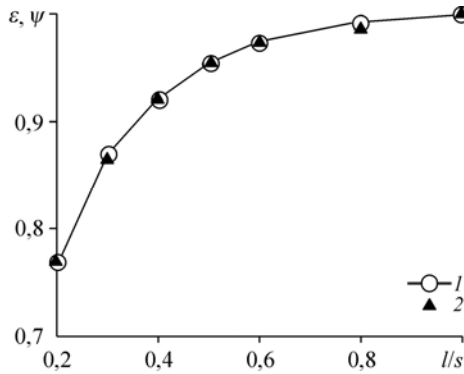


Рис. 6. Эффективность охлаждения воздуха при вариации длин влажных участков.
 $Re = 200, n = 4$; 1 — ε , 2 — ψ .

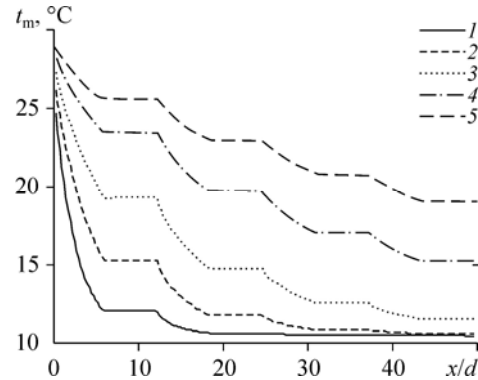


Рис. 7. Распределение температуры вдоль канала при различных числах Рейнольдса.
 $n = 4, l/s = 0,5$; $Re = 50$ (1), 100 (2), 200 (3), 500 (4), 1000 (5).

Тепловая эффективность прямых испарительных ячеек в значительной мере зависит от числа Рейнольдса. Для фиксированной геометрии канала при полностью смоченной поверхности, согласно данным [8], наибольшее охлаждение достигается при малых числах Re . Это объясняется возможностью достижения равновесного состояния парогазовой смеси в пределах канала при малых значениях ее расхода. По мере увеличения скорости эта смесь не успевает достигать предельного состояния и температура на выходе в итоге повышается. Однако суммарная холодопроизводительность с увеличением числа Re также будет возрастать за счет увеличения коэффициентов теплопереноса и отбора от потока тепловой энергии на парообразование.

Подобная тенденция поведения характеристик охлаждения имеет место и при ступенчатом изменении граничных условий. В этом можно убедиться, обратившись к рис. 7 и 8. Представленные здесь результаты получены при $n = 4$ и равенстве длин сухого и влажного участков $s/l = 0,5$. При малом числе $Re < 100$, как и в работе [8], равновесный режим достигается достаточно быстро и практически половина канала не участвует

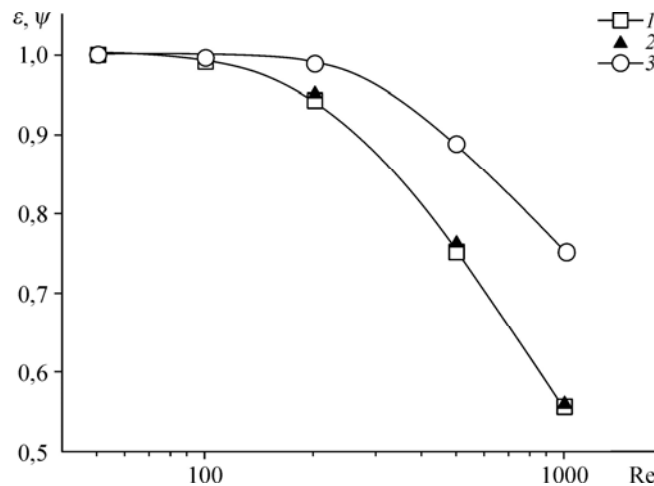


Рис. 8. Тепловая и влажностная эффективность испарительной ячейки при вариации числа Рейнольдса.
 $n = 4, l/s = 0,5$; ε (1), ψ (2), ε_0 (3).

в теплообменном процессе. С увеличением числа Рейнольдса такой режим вовсе не наступает и состояние парогазовой смеси далеко от насыщения. Отсюда следует важный вывод о том, что для каждого числа Re для получения минимально возможных температур должна быть выбрана соответствующая длина канала. Если же в качестве цели принимается максимальная хладопроизводительность, то оптимизационный анализ следует проводить на основании минимизации параметра теплогидравлической эффективности [8, 9, 11]. В таком случае важными являются данные о поведении тепловой (ε) и влажностной (ψ) эффективностях канала с частично смоченной поверхностью при различных числах Рейнольдса. Результаты численных расчетов для этих условий представлены на рис. 8. Видно, что увеличение числа Re практически на два порядка приводит к снижению тепловой и влажностной эффективности почти в два раза. Для сопоставления на рисунке показаны данные для полностью влажного канала (ε_0 — тепловая эффективность полностью смоченного канала). Если в области малых Re эффективность высока и данные для этих случаев близки между собой, то в области больших чисел Re эффективность частично смоченных каналов заметно хуже, чем в канале с полностью влажными стенками.

Заключение

В работе выполнено численное исследование ламинарного течения и тепломассообмена при прямом испарительном охлаждении воздуха между двумя параллельными пластинами с частично влажными стенками. Расчеты проведены при фиксированной температуре ($t_0 = 30$ °C) сухого ($\varphi_0 = 0$) воздуха на входе в канал в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 50 \div 1000$ и в режиме адиабатического испарения влаги на стенках.

Изучено поведение локальных и интегральных характеристик тепло- и массообмена в процессе испарительного охлаждения газа в канале при различном числе чередующихся влажных и сухих участков $n = L/l = 0 \div 16$. Показано, что увеличение числа чередующихся ступенек приводит к увеличению параметров тепловой и влажностной эффективности. Минимальное значение этих параметров наблюдается при $n = 1$, однако для рассматриваемых условий ($Re = 200$) подавление испарительных процессов невелико и не превышает $\sim 7\%$. В то же время в области высоких чисел Рейнольдса ($Re \rightarrow 10^3$) величина параметра тепловой эффективности может снижаться более существенно.

Уменьшение длины влажного участка по сравнению с сухим вызывает снижение параметра тепловой эффективности. Однако это снижение не пропорционально уменьшению площади испаряющейся поверхности. Так, уменьшение площади смоченной поверхности в пять раз приводит к снижению тепловой эффективности всего на четверть. Это говорит об интенсификации локальной теплоотдачи для ступенчатых граничных условий.

При фиксированной длине канала ($x/d = 50$) воздушный поток принимает температуру «мокрого термометра» только при невысоких числах Рейнольдса $Re < 200$. Для больших чисел Re насыщения в пределах данного канала не происходит, поэтому для получения воздуха с низкими температурами такие режимы не эффективны. В то же время суммарное производство холода несмотря на более высокий уровень температуры парогазовой смеси возрастает с увеличением числа Рейнольдса.

Полученные данные могут быть использованы для оптимизационного анализа охлаждения воздуха при вариации числа Рейнольдса, влажности воздуха, длины канала, числа ступенек и относительной протяженности влажных участков. Можно предположить, что подобные тенденции будут наблюдаться и при иных температурах и влажностях воздуха на входе в ячейку, однако этот вывод требует дополнительных расчетов.

Условные обозначения

K — массовая концентрация пара,	P_0 — окружающее давление, Н/м ² ,
c_p — теплоемкость парогазовой смеси, Дж/(кг·К),	q_k — конвективная компонента теплового потока, Вт/м ² ,
c_{pa} — теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К),	q_j — испарительная компонента теплового потока, Вт/м ² ,
c_{pv} — теплоемкость паров воды, Дж/(кг·К),	$\varphi = \rho_v/\rho_{vs}$ — относительная влажность воздуха, %,
d — высота канала, м,	x — продольная координата, м,
D — коэффициент диффузии пара, м ² /с,	y — поперечная координата, м,
L_v — скрытая теплота парообразования, Дж/кг,	$C_f/2 = 2\tau_w/\rho_0 u_0^2$ — коэффициент трения,
M_a — молекулярный вес воздуха, кг/моль,	$Re = 2u_0 d/\nu$ — число Рейнольдса,
M_v — молекулярный вес пара, кг/моль,	t_m — среднетемпература, °С,
$Nu = h2d/\lambda$ — число Нуссельта,	t_w — температура стенки, °С,
P — давление парогазовой смеси, Н/м ² ,	u — продольная скорость, м/с,
P_v — парциальное давление пара, Н/м ² ,	v — нормальная скорость, м/с.
P_{vs} — парциальное давление насыщенного пара, Н/м ² ,	

Греческие символы

λ — теплопроводимость среды, Вт/(м·К),	ρ — плотность среды, кг/м ³ ,
μ — динамическая вязкость, кг/(м·с),	τ_w — трение на стенке, Н/м ² .

Подстрочные индексы

0 — параметры на входе, s — параметры на линии насыщения, w — параметры на стенке, a — воздух.

Список литературы

1. Бояршинов Б.Ф., Волчков Э.П., Терехов В.И. Конвективный теплообмен при испарении жидкости в газовый поток // Изв. СО АН СССР. Сер. техн. наук. 1985. Вып. 3, № 16. С. 13–22.
2. Кумада Т., Хирота Т., Тамура Н., Исигуро Р. Тепло- и массообмен при испарении жидкости в турбулентный поток воздуха // Теплопередача. 1986. № 1. С. 1–6.
3. Volchkov E.P., Terekhov V.V., Terekhov V.I. A numerical study of boundary layer heat and mass transfer in a forced convection of humid air with surface steam condensation // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2004. Vol. 47, No. 6–7. P. 1473–1481.
4. Yan W.M., Lin T.F. Combined heat and mass transfer in laminar forced convection channel flows // Int. Comm. Heat and Mass Transfer. 1988. Vol. 15. P. 333–343.
5. Volchkov E.P., Leontiev A.I., Makarova S.N. Finding the inversion temperature for water evaporation into an air-steam mixture // Int. J. Heat Mass Transfer. 2007. Vol. 50. P. 2101–2106.
6. Хаджи М., Чжоу Л.С. Измерение скоростей испарения воды в воздухе и перегретом паре // Теплопередача. 1988. № 4. С. 185–192.
7. Debbissi C., Orfi J., Nassrallah S.B. Numerical analysis of the evaporation of water by forced convection into humid air in partially wetted vertical plates // J. Engng and Applied Sci. 2008. Vol. 3, No. 11. P. 811–821.
8. Khafaji H.Q., Ekaid A.L., Terekhov V.I. A numerical study of direct evaporative air cooler forced laminar convection between parallel-plates channel with wetted walls // J. Engng Thermophysics. 2015. Vol. 24, No. 2. P. 113–122.
9. Терехов В.И., Кхафаджи Х.К. Оптимизация процесса прямого испарительного охлаждения воздуха при ламинарной вынужденной конвекции между параллельными пластинами // Тез. докл. Всеросс. конф. «XXXI Сиб. теплофиз. семинар». Новосибирск, 17–19 ноября 2014. С. 290–295.
10. Cherif A.S., Kassim M.A., Benhamou B., Harmand S., Corriou J.P., Jabrallah S.B. Experimental and numerical study of mixed convection heat and mass transfer in a vertical channel with film evaporation // Int. J. Thermal Sci. 2011. Vol. 50. P. 942–953.
11. Hsu S.T., Lavan Z. Optimization of wet-surface heat exchangers // Energy. 1989. Vol. 14, No. 11. P. 757–770.
12. Lee J., Choi B., Lee D.-Y. Comparison of configurations for a compact regenerative evaporative cooler // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2013. Vol. 56. P. 192–198.
13. Anisimov S., Pandelidis D. Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2014. Vol. 57. P. 75–96.
14. Duan Z., Zhan C., Zhang X., Mustafa M., Zhao X., Alimohammadisagvand B., Hasan A. Indirect evaporative cooling: past, present and future potentials // Renewable and Sustainable Energy. 2012. Vol. 16. P. 6823–6850.

15. **Lin J., Thu K., Bui T.D., Wang R.Z., Ng K.C., Chua K.J.** Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration // *Energy Conversion and Management*. 2016. Vol. 109. P. 153–165.
16. **Wani C., Ghodke S., Shrivastava C.** A review on potential of Maisotsenko cycle in energy saving applications using evaporative cooling // *Int. J. Advance Research in Sci., Engin. and Technology*. 2012. Vol. 1, No. 1. P. 15–20.
17. **Pecherkin N.I., Pavlenko A.N., Volodin O.A.** Heat transfer and critical heat flux at evaporation and boiling in refrigerant mixture films falling down the tube with structured surfaces // *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 2015. Vol. 90. P. 149–158.
18. **Жуков В.И., Павленко А.Н., Нагайцева Ю.В., Вайсс Д.** Влияние высоты слоя на теплообмен и критический тепловой поток при испарении жидкости в условиях низких давлений // *Теплофизика высоких температур*. 2015. Т. 53, №. 5. С. 727–734.
19. **Patankar S.V., Liu C.H., Sparrow E.M.** The periodic thermally developed regime in ducts with streamwise periodic wall temperature or heat flux // *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 1978. Vol. 21. P. 557–566.
20. **Nasr A., Debbissi C., Orfi J., Nassrallah S.B.** Evaporation of water by natural convection in partially wetted heated vertical plates: effect of the number of the wetted zone // *J. Eng. and Applied Sci.* 2009. Vol. 4, No. 1. P. 51–59.
21. **Debbissi C., Orfi J., Nasrallah S.B.** Evaporation of water by free or mixed convection into humid air and superheated steam // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2003. Vol. 46, No. 4. P. 4703–4715.
22. **ASHRAE Fundamentals Handbook**, Si Edition. 1997. Ch. 6. P. 2.
23. **Патанкар С.** Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. 150 с.
24. **Shah R.K., London A.L.** *Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data*. N.Y.: Acad. Press, 1978. 492 p.

Статья поступила в редакцию 11 января 2016 г.