

УДК 536.242

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ АППАРАТОВ КОСВЕННО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

М.В. Горбачев¹, В.И. Терехов^{1,2}

¹Новосибирский государственный технический университет

²Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН

В настоящей работе проводится сравнительный анализ схем тепломассообменных аппаратов косвенно-испарительного типа. Данные аппараты представляют собой семейство плоско-параллельных каналов, в одном из которых происходит процесс испарения пленки воды. Математическое моделирование тепломассообменных аппаратов выполнено на основе решения системы дифференциальных уравнений, представляющих собой уравнения теплового баланса для каждого из каналов. Численные исследования проведены в широком диапазоне изменения входных параметров: температуры от 15 до 50 °С, относительной влажности воздуха от 20 до 100 %, числа Рейнольдса в диапазоне 50...1500. Расчеты проведены при атмосферном давлении.

Ключевые слова: тепломассообмен, испарительное охлаждение, температура мокрого термометра, температура точки росы, эффективность, моделирование.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-18-28

Введение

Теплообменные аппараты, в каналах которых реализуется испарительное охлаждение, являются одними из простых и достаточно эффективных способов снижения температуры потоков воздуха либо воды. Одним из потенциальных и колоссальных источников энергии, который имеется практически в любой точке мира, является энергия влажного атмосферного воздуха, который состоит из смеси сухих газов и водяного пара. При адиабатическом испарении воды происходит понижение температуры газа. Температурная неравновесность в виде психрометрической разности температур сухого и мокрого термометров может быть использована в качестве энергетического ресурса, как возобновляемого источника энергии.

В известной литературе различают два способа испарительного охлаждения в каналах: прямое (рис. 1, а) и косвенно-испарительное (рис. 1, б, в) [1–8]. При прямом испарительном охлаждении поток газа непосредственно контактирует с поверхностью воды. При этом происходит уменьшение температуры потока и увеличение его влагосодержания. Минимально достижимой является температура мокрого термометра ($t_{м.т.}$). При косвенно-испарительном охлаждении (рис. 1, б), поток рабочего воздуха протекает во вспомогательном канале, который контактирует с пленкой воды через разделяющую пластину. При этом влагосодержание в рабочем канале остается неизменным, что является основным положительным фактором. При организации противоточной схемы течения теплоносителей (рис. 1, в) минимально достижимой является, так же как и для случая прямого испарительного охлаждения, температура мокрого термометра.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ (код проекта 20-08- 00717 А).

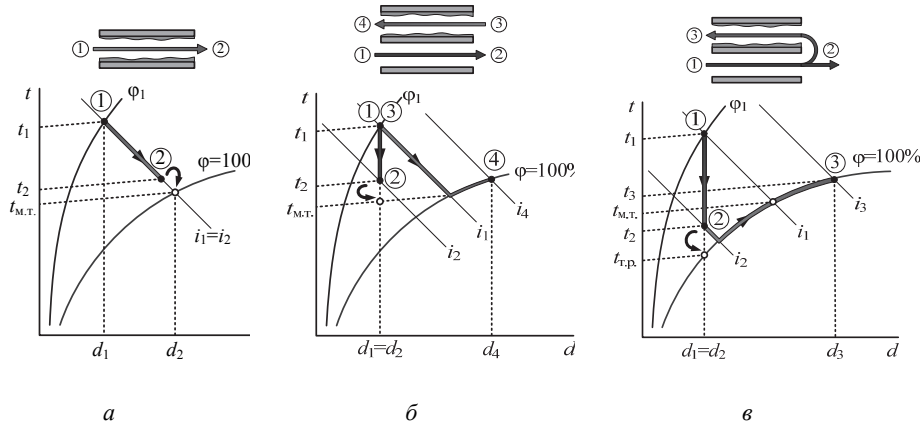


Рис. 1 – Принципиальные схемы и i - d диаграммы испарительных аппаратов:

a – одноканальный; b – противоточная схема; c – *By-pass*

Fig. 1 – Principal diagrams and i - d diagrams of evaporators:

a – single-channel; b – counter-current scheme; c – *By-pass*

На рис. 1, c показана схема регенеративного двухканального теплообменного аппарата (ТМОА), в котором часть потока воздуха из рабочего канала направляется во влажный. Такая схема течения теплоносителей известна в литературе как схема *By-pass*. В ТМОА косвенно-испарительного типа предельной величиной охлаждения является температура «точки росы». В настоящее время тепловые характеристики устройств, реализующие косвенно-испарительное испарение, активно изучаются теоретически [1–5] и экспериментально [3, 6–8].

Изучение закономерностей процессов тепло- и массопереноса в каналах теплообменных аппаратов является важным шагом в исследовании более сложных косвенно-испарительных аппаратов. В настоящей работе рассматриваются вопросы моделирования процессов теплообмена в теплообменных аппаратах косвенно-испарительного типа противоточной и регенеративной схем течения теплоносителей и их сравнение.

1. Математическая модель

Расчетная схема теплообменных аппаратов показана на рис. 2. Данные аппараты представляет собой два параллельных канала одинаковой высоты $H = 6$ мм и длиной $L = 50$ Н. В ТМОА по регенеративной схеме течения теплоносителей (*By-pass*) часть потока воздуха из сухого канала с пониженной температурой направляется в канал с увлажняемыми стенками. Тем самым удастся получить температуру на выходе из него ниже температуры мокрого термометра.

Допущения, принятые при моделировании теплообменных аппаратов, принимались следующими:

- режим течения воздуха в каналах – ламинарный и стационарный, течение стабилизированное;
- с внешних сторон каналов пластины теплоизолированы, стенки влажного канала смачиваются тонкой пленкой воды;
- термическим сопротивлением пластин и пленки воды пренебрегалось;
- лучистый теплообмен, вязкая диссипация и эффекты Дюфо и Соре не учитывались.

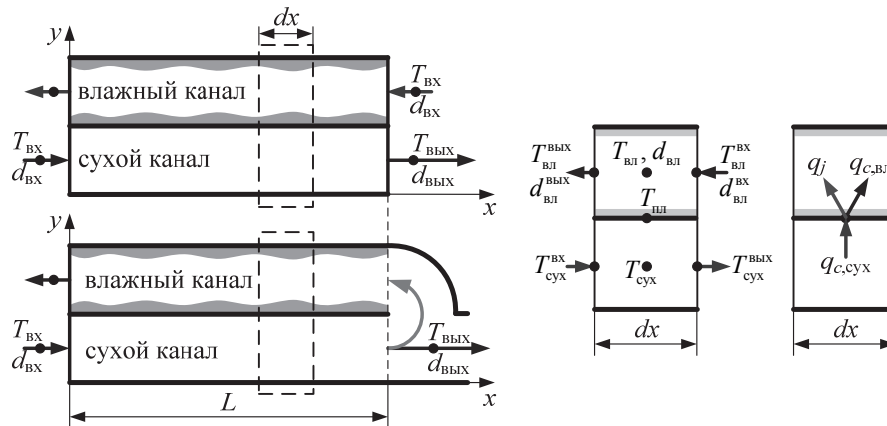


Рис. 2 – Расчетная схема теплообменных аппаратов

Fig. 2 – Calculation diagram of heat and mass exchange apparatuses

Система уравнений, которая позволила определить основные параметры в ТМОА, выглядит следующим образом:

– уравнение теплового баланса рассматриваемого дифференциального элемента в сухом канале:

$$G_{\text{сух}} c_p (T_{\text{сух}}^{\text{ВХ}} - T_{\text{сух}}^{\text{ВЫХ}}) = \alpha_{\text{сух}} (T_{\text{сух}} - T_{\text{пл}}) dx, \quad (1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, G – массовый расход воздуха. Уравнение (1) показывает, что полное изменение энтальпии потока воздуха в этом канале равно общему теплопереносу между сухим и влажным каналами;

– закон сохранения энергии для воздуха во влажном канале выглядит так же, как и в сухом:

$$G_{\text{вл}} c_p (T_{\text{вл}}^{\text{ВХ}} - T_{\text{вл}}^{\text{ВЫХ}}) = \alpha_{\text{вл}} (T_{\text{вл}} - T_{\text{пл}}) dx. \quad (2)$$

Физический смысл уравнения (2) отражает тот факт, что изменение энтальпии воздуха во влажном канале равно общему переносу энергии путем конвективного теплопереноса между потоком воздуха и пленкой воды;

– закон сохранения массы пара во влажном канале:

$$G_{\text{вл}} (d_{\text{вл}}^{\text{ВЫХ}} - d_{\text{вл}}^{\text{ВХ}}) = \beta (d_{\text{нас}} - d_{\text{вл}}) dx, \quad (3)$$

где d – влагосодержание потока воздуха. Левая часть уравнения (4) представляет собой изменение влагосодержания потока воздуха во влажном канале, а правая часть характеризует конвективный массоперенос между потоком воздуха и пленкой воды;

– закон сохранения энергии на разделительной стенке можно записать как

$$\alpha_{\text{сух}} (T_{\text{сух}} - T_{\text{пл}}) dx + \alpha_{\text{вл}} (T_{\text{вл}} - T_{\text{пл}}) dx = r \beta (d_{\text{нас}} - d_{\text{вл}}) dx. \quad (4)$$

Выражение (3) означает, что изменение энтальпии потока воздуха в сухом канале равно изменению энтальпии потока воздуха во влажном канале.

Коэффициенты теплопередачи и массоотдачи в (1)–(4) рассчитывались по зависимостям, приведенным в [1–3]. Соотношение расходов в сухом и влажном

каналах оценивается выражением $m = G_{\text{сух}} / G_{\text{вл}}$ и может изменяться в пределах $m = 0 \dots 1$.

Значения удельных тепловых потоков можно оценить по следующим выражениям:

– тепловой поток, отводимый за счет конвекции от воздуха в сухом канале:

$$q_{c,\text{сух}} = \alpha_{\text{сух}} (T_{\text{сух}} - T_{\text{пл}});$$

– тепловой поток, отводимый водяной пленке от воздуха во влажном канале за счет конвекции:

$$q_{c,\text{вл}} = \alpha_{\text{вл}} (T_{\text{пл}} - T_{\text{вл}});$$

– тепловой поток, отводимый водяной пленке от воздуха во влажном канале за счет конвекции:

$$q_{c,\text{вл}} = \beta r (d_{\text{нас}} - d_{\text{вл}}),$$

где r – скрытая теплота парообразования.

Математическая модель тепломассообменных аппаратов основана на численном методе расчета основных параметров потоков воздуха, таких как температура, влагосодержание и относительная влажность. Шаг дискретизации системы уравнений (1)–(4) принимался равномерным. Влияние числа узлов сетки на изменение температур на выходе из сухого и влажного каналов приведено на рис. 3.

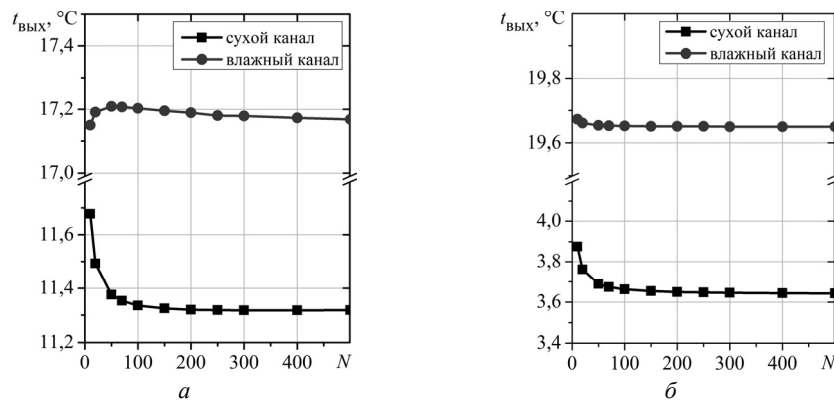


Рис. 3 – Влияние числа узлов сетки:

a – противоточная схема; b – *By-pass* ($Re = 100$, $t_{\text{вх}} = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{вх}} = 0$)

Fig. 3 – Effect of the number of grid nodes:

a – counter-current scheme; b – *By-pass* ($Re = 100$, $t_{\text{вх}} = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{вх}} = 0$)

Сравнительный анализ показывает, что увеличение числа узлов сетки более 200 не приводит к заметному изменению результатов расчета, а только увеличивает время счета программы. Таким образом, для дальнейших параметрических исследований за оптимальный принимается размер сетки в 200 узлов.

Тестирование численного кода производилось путем сравнения полученных данных с результатами численных [9] (рис. 4, a , b) и экспериментальных [2, 10] (рис. 4, $в$, $г$) исследований.

Сравнительный анализ графических зависимостей свидетельствует об адекватности математической модели разработанной численной программы. При этом максимальные относительные отклонения составляют: по температуре менее $1,5^\circ\text{C}$, по влагосодержанию – менее 1 г/кг с.в.

Некоторые отклонения температур разработанной модели и экспериментальных данных можно объяснить тем, что математическая модель не учитывает изменение коэффициентов тепло- и массоотдачи на начальном участке канала.

2. Обсуждение результатов

Результаты расчетов изменения параметров воздуха по длине ТМОА для сухого и влажного каналов для рассматриваемых схем показано на рис. 5. Видно, что температура воздуха в сухом канале за счет теплообмена с влажным каналом, где происходит испарение воды, интенсивно понижается по длине. Кроме того, в распределении температуры по длине во влажном канале имеется минимум, который обусловлен отводом теплоты на фазовый переход, а с другой стороны – подводом теплоты из сухого канала (рис. 5, *д*, *е*). Указанный характер изменения температур наблюдается как для противоточной, так и для регенеративной схемы течения теплоносителей. При этом следует иметь в виду, что влагосодержание воздуха в сухом канале остается без изменений. Снижение температуры в сухом канале к его выходу является основным положительным фактором рассматриваемых схем тепломассообменных аппаратов косвенно-испарительного типа.

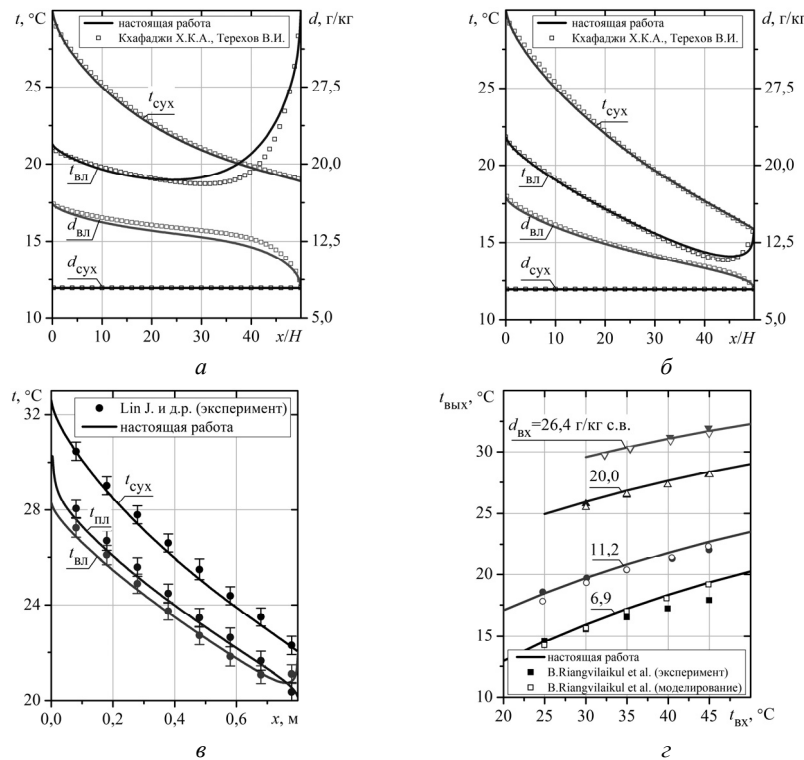


Рис. 4 – Тестирование расчетной модели:

a – противоточная схема ($Re = 100$, $t_{bx} = 30$ °C, $\phi_{bx} = 30$ %); *б* – *By-pass* ($Re = 100$, $t_{bx} = 30$ °C, $\phi_{bx} = 30$ %, $m = 0,5$); *в* – *By-pass* ($u_{bx} = 2,1$ м/с, $t_{bx} = 32,6$ °C, $d_{bx} = 14$ г/кг, $m = 0,32$); *г* – *By-pass* ($u_{bx} = 2,4$ м/с, $m = 0,33$)

Fig. 4 – Testing the computational model:

a – countercurrent circuit ($Re = 100$, $t_{bx} = 30$ °C, $\phi_{bx} = 30$ %); *б* – *By-pass* ($Re = 100$, $t_{bx} = 30$ °C, $\phi_{bx} = 30$ %, $m = 0,5$); *в* – *By-pass* ($u_{bx} = 2,1$ м/с, $t_{bx} = 32,6$ °C, $d_{bx} = 14$ г/кг, $m = 0,32$); *г* – *By-pass* ($u_{bx} = 2,4$ м/с, $m = 0,33$)

Основным недостатком регенеративной схемы теплообменного аппарата является уменьшение массового потока сухого воздуха на выходе аппарата на величину $m = G_{\text{сух}} / G_{\text{вл}}$. Из рис. 5, б также следует, что температура воздуха в сухом канале принимает значения существенно ниже температуры мокрого термометра и стремится к значению температуры «точки росы», что является термодинамическим пределом охлаждения для данной схемы. При этом влагосодержание потока во влажном канале увеличивается. Таким образом, можно сделать вывод о том, что теплообменные аппараты косвенно-испарительного типа целесообразно использовать не только в качестве охладителей, но и как увлажнителей. Следует также отметить, что для организации вышеуказанных процессов затрачивается только механическая энергия на привод вентиляторов для продувки воздухом соответствующих каналов.

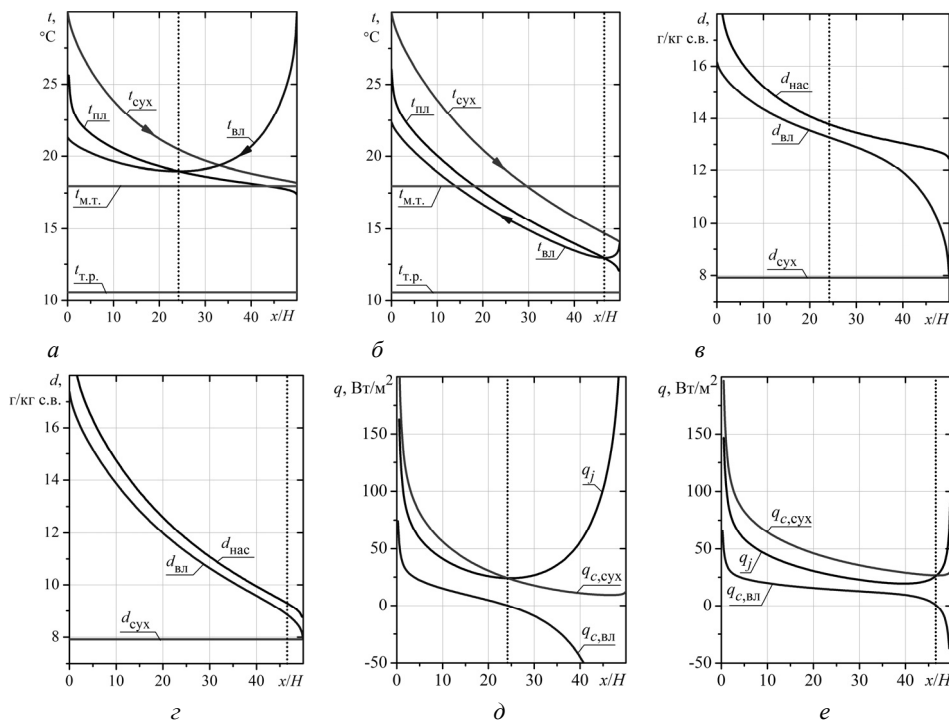


Рис. 5 – Изменение параметров по тракту охлаждения для:

$a, в, д$ – противоточной; $б, з, е$ – регенеративной схемы течения теплоносителей
($Re = 100$, $t_{\text{вх}} = 30^\circ\text{C}$, $\phi_{\text{вх}} = 30\%$, $m = 0,5$)

Fig. 5 – Variation of parameters along the cooling path for:

$a, в, д$ – countercurrent; $б, з, е$ – regenerative scheme of coolant flow
($Re = 100$, $t_{\text{вх}} = 30^\circ\text{C}$, $\phi_{\text{вх}} = 30\%$, $m = 0,5$)

Изменение термодинамических параметров потоков при вариации входных параметров показано на рис. 6. Значения входных параметров в каналы варьировались в пределах: температура $t_{\text{вх}} = 20...50^\circ\text{C}$, относительная влажность $\phi_{\text{вх}} = 0...100\%$, число Рейнольдса $Re = 50...1500$.

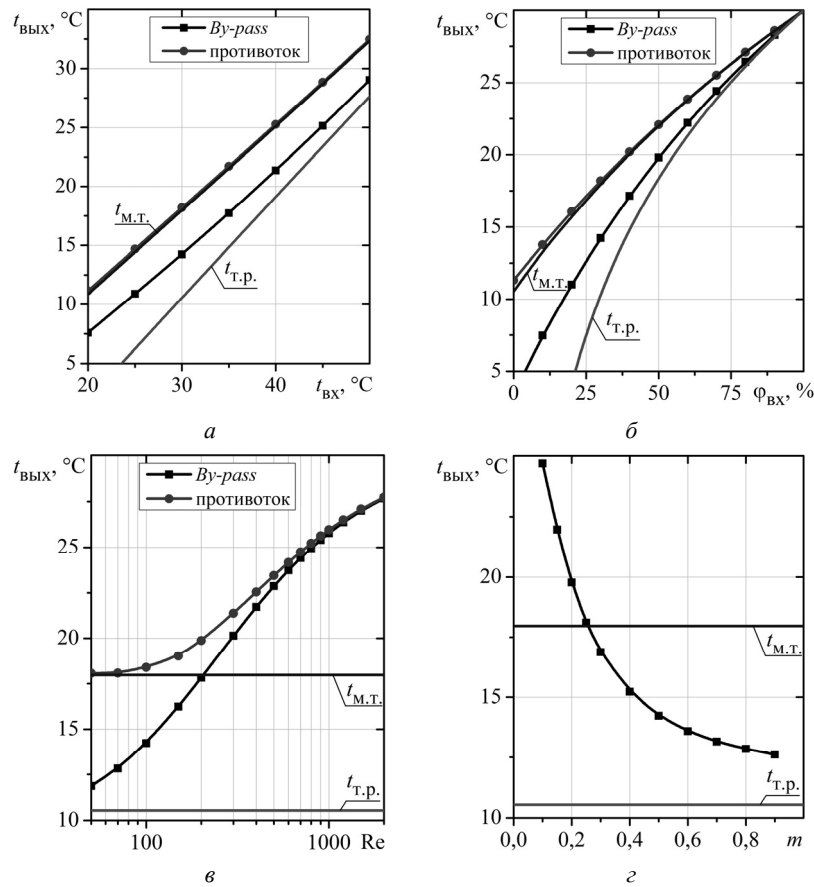


Рис. 6 – Влияние исходных параметров на выходную температуру
($\text{Re} = 100$, $t_{\text{вх}} = 30 ^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{вх}} = 30 \%$, $m = 0,5$)

Fig. 6 – Influence of initial parameters on the output temperature
($\text{Re} = 100$, $t_{\text{вх}} = 30 ^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{вх}} = 30 \%$, $m = 0,5$)

Видно, что для противоточной и регенеративной схем теплообменных аппаратов изменения параметров имеют качественно схожий характер. В то же время в регенеративной схеме при одинаковых входных условиях удастся получить более низкий уровень температур на выходе из сухого канала по сравнению с противоточной подачей теплоносителей. Следует отметить, что во всем диапазоне изменения $t_{\text{вх}}$ для регенеративной схемы ТМОА температура на выходе принимает значения ниже температур мокрого термометра. Увеличение относительной влажности воздуха на входе в теплообменные аппараты характеризуется увеличением массовой концентрации паров воды во влажном канале, следовательно, уменьшением интенсивности испарительных процессов, и, как следствие, увеличением температуры рабочего потока воздуха $t_{\text{вых}}$ на выходе их канала (рис. 6, б).

Увеличение числа Рейнольдса, как это наглядно следует из рис. 6, в вызывает снижение удельных затрат тепловой энергии, расходуемых на испарение во влажных каналах, в результате чего эффективность охлаждения воздуха снижа-

ется. При $Re < 200$ температура $t_{\text{вых}}$ в регенеративном ТМОА становится ниже температуры мокрого термометра и монотонно стремится к температуре точки росы ($t_{\text{т.р}}$). Следовательно, при данной геометрии каналов для получения более низких температур выходного воздуха необходимо уменьшать скорость течения в них. В области высоких чисел Рейнольдса ($Re > 800$) характеристики противоточной и регенеративной схем практически совпадают между собой.

Особо стоит рассмотреть влияние коэффициента расхода m на выходную температуру из регенеративного ТМОА. Из рис. 6, z видно, что при $m \approx 0,25$ температура на выходе становится ниже температуры мокрого термометра. И при дальнейшем увеличении коэффициента расхода $t_{\text{вых}}$ стремится к температуре «точки росы». Увеличение значения m соответствует уменьшению расхода полезно используемого воздуха, что приведет к уменьшению холодопроизводительности ТМОА регенеративного типа.

При расчете любого теплообменного аппарата актуальным является вопрос о влиянии входных параметров теплоносителей на его тепловую эффективность. Так как рассматриваемые схемы тепломассообменных аппаратов состоят из каналов, в одном из которых происходит охлаждение газа (сухой канал), а в другом его насыщение (влажный), то данные аппараты можно применять как для охлаждения потока воздуха, так и для его увлажнения. В результате эффективность работы тепломассообменных аппаратов можно оценить с помощью коэффициентов тепловой эффективности. Тепловую эффективность ТМОА можно рассчитывать по среднемассовой температуре на выходе из сухого канала и использовать в качестве характерной температуру мокрого термометра и температуру «точки росы» соответственно:

$$\varepsilon_{\text{м.т}} = \frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}}{t_{\text{вх}} - t_{\text{м.т}}}, \quad \varepsilon_{\text{т.р}} = \frac{t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}}{t_{\text{вх}} - t_{\text{т.р}}}.$$

Количественное изменение значений тепловых эффективностей для рассматриваемых схем приведено на рис. 7 при вариации числа Рейнольдса, температуры воздуха и его относительной влажности на входе в тепломассообменные аппараты.

Из представленных данных следует, что с увеличением числа Рейнольдса и уменьшением температуры и относительной влажности тепловые эффективности аппаратов имеют тенденцию к уменьшению соответствующих значений. Также необходимо отметить, что значения тепловой эффективности $\varepsilon_{\text{м.т}}$ превышают единицу для регенеративной схемы ТМОА. Тепловая эффективность теплообменных аппаратов косвенно-испарительного типа в 3–5 раз больше, чем у классического теплообменного аппарата. Это делает применение тепломассообменных ячеек более конкурентоспособными, чем теплообменные аппараты без применения фазовых переходов. Несмотря на указанные преимущества рассмотренных схем ТМОА, они имеют также и ряд недостатков, обусловленных прежде всего снижением холодопроизводительности при использовании воздуха с высокой относительной влажностью.

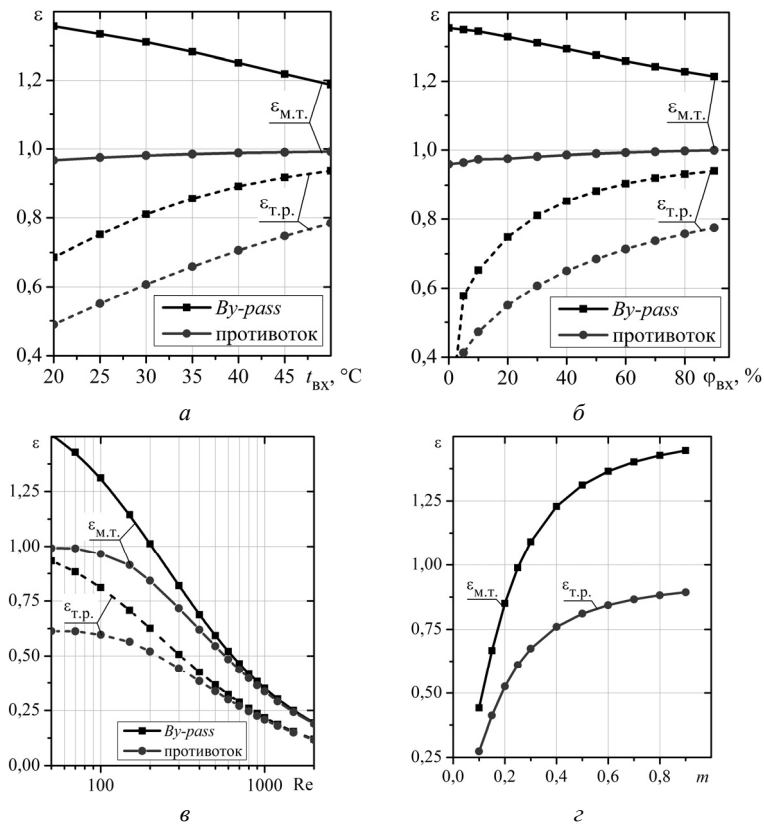


Рис. 7 – Тепловая эффективность теплообменных аппаратов
($Re = 100$, $t_{BX} = 30$ °C, $\phi_{BX} = 30$ %, $m = 0,5$)

Fig. 7 – Thermal efficiency of heat and mass transfer apparatus
($Re = 100$, $t_{BX} = 30$ °C, $\phi_{BX} = 30$ %, $m = 0,5$)

Закключение

По результатам проведенных работ можно сделать следующие выводы:

1) проведено численное исследование процессов теплообмена в аппаратах косвенно-испарительного типа при ламинарном режиме течения теплоносителей для противоточной и регенеративной схем подачи теплоносителей;

2) теплообменные ячейки косвенно-испарительного типа имеют высокую экономичность, низкую удельную стоимость, небольшие эксплуатационные затраты, конструктивную простоту. Получаемый эффект охлаждения в ячейках косвенно-испарительного типа может быть достаточно высоким и сравнимым с традиционными схемами кондиционирования воздуха, в том числе с парокомпрессионными холодильными машинами;

3) несмотря на преимущества рассмотренных схем течения теплоносителей в теплообменных аппаратах, они имеют ряд недостатков, обусловленных прежде всего снижением холодопроизводительности при использовании воздуха с повышенной влажностью;

4) выбор конкретной конструктивной схемы течения потоков воздуха зависит от назначения и требуемых тепловых и влажностных выходных параметров ТМОА.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kashyap S., Sarkar J., Kumar A. Proposal and month-wise performance evaluation of a novel dual-mode evaporative cooler // *Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 55 (12). – P. 3523–3536.
2. Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration / J. Lin, K. Thu, T.D. Bui, R.Z. Wang, K.C. Ng, K.J. Chua // *Energy Conversion and Management*. – 2016. – Vol. 109. – P. 153–165.
3. Pakari A., Ghani S. Regression models for performance prediction of counter flow dew point evaporative cooling systems // *Energy Conversion and Management*. – 2019. – Vol. 185. – P. 562–573.
4. Горбачев М.В., Терехов В.И. Численное моделирование двухканального теплообменного аппарата косвенно-испарительного типа // XXXV Сибирский теплофизический семинар: тезисы докладов. – Новосибирск, 2019. – С. 329.
5. Горбачев М.В., Кхафаджи Х.К., Терехов В.И. Численное исследование теплообменного аппарата косвенно-испарительного охлаждения воздуха // Седьмая Российская национальная конференция по теплообмену: труды РНКТ-7: в 3 т. – М., 2018. – Т. 2. – С. 329–332.
6. Experimental and numerical investigation of a high-efficiency dew-point evaporative cooler / Y. Liua, Y.G. Akhlaghi, X. Zhao, J. Li // *Energy and Buildings*. – 2019. – Vol. 197. – P. 120–130.
7. On the exergy analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler / J. Lin, T.D. Bui, R. Wang, K.J. Chua // *Energy*. – 2018. – Vol. 165. – P. 958–971.
8. On the fundamental heat and mass transfer analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler / J. Lin, T.D. Bui, R. Wang, K.J. Chua // *Applied Energy*. – 2018. – Vol. 217. – P. 126–142.
9. Кхафаджи Х.К. Теплообмен в энергоэффективных системах косвенно-испарительного охлаждения: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 2017. – 22 с.
10. Riangvilaikul B., Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system // *Energy and Buildings*. – 2010. – Vol. 42. – P. 637–644.

COMPARATIVE ANALYSIS OF HEAT AND MASS TRANSFER APPARATUS SCHEMES FOR INDIRECT-EVAPORATIVE AIR COOLING

Gorbachev M.V.¹, Terekhov V.I.^{1,2}¹*Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia*²*Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Novosibirsk, Russia*

In this paper, a comparative analysis of schemes of heat and mass transfer devices of indirect evaporation type is carried out. These devices are a family of plane-parallel channels, in one of which the evaporation of water film takes place. Mathematical modeling of heat and mass transfer devices is based on solving a system of differential equations that represent the heat balance equations for each of the channels. Numerical studies are carried out in a wide range of input parameters: temperature from 15 to 50 °C, relative air humidity from 20 to 100 %, and Reynolds number 50...1500. The calculations are carried out at atmospheric

Keywords: evaporation cooling, wet bulb temperature, dew point temperature, efficiency, numerical modeling.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-18-28

REFERENCES

1. Kashyap S., Sarkar J., Kumar A. Proposal and month-wise performance evaluation of a novel dual-mode evaporative cooler. *Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 55 (12), pp. 3523–3536.
2. Lin J., Thu K., Bui T.D., Wang R., Ng K.C., Chua K.J. Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 109, pp. 153–165.

3. Pakari A., Ghani S. Regression models for performance prediction of counter flow dew point evaporative cooling systems. *Energy Conversion and Management*, 2019, vol. 185, pp. 562–573.
4. Gorbachev M.V., Terekhov V.I. [Numerical simulation of a two-channel heat and mass exchange apparatus of indirect evaporation type]. *XXXV Sibirskii teplofizicheskii seminar* [XXXV Siberian thermophysical seminar]. Abstracts, Novosibirsk, 2019, p. 329. (In Russian).
5. Gorbachev M.V., Khafaji H.Q., Terekhov V.I. [Numerical study of heat and mass transfer apparatus for indirect evaporative air cooling]. *Sed'maya Rossiiskaya natsional'naya konferentsiya po teploobmenu: trudy RNKT-7* [Seventh Russian national conference on heat transfer]. Moscow, 2018, vol. 2, pp. 329–332. (In Russian).
6. Liua Y., Akhlaghi Y.G., Zhao X., Li J. Experimental and numerical investigation of a high-efficiency dew-point evaporative cooler. *Energy and Buildings*, 2019, vol. 197, pp. 120–130.
7. Lin J., Bui T.D., Wang R., Chua K.J. On the exergy analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler. *Energy*, 2018, vol. 165, pp. 958–971.
8. Lin J., Bui T.D., Wang R., Chua K.J. On the fundamental heat and mass transfer analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler. *Applied Energy*, 2018, vol. 217, pp. 126–142.
9. Khafaji H.Q. *Teplomassoobmen v energoeffektivnykh sistemakh kosvenno-isparitel'nogo okhlazhdeniya*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Heat and mass transfer in energy efficient systems of indirect evaporative cooling. PhD eng. sci. diss.]. Novosibirsk, 2017. 22 p.
10. Riangvilaikul B., Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 2010, vol. 42, pp. 637–644.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Горбачев Максим Викторович – родился в 1982 году, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой технической теплофизики Новосибирского государственного технического университета. Область научных интересов: тепломассообмен, испарительное охлаждение потоков воздуха, численное моделирование. Опубликовано более 80 научных работ. (Адрес: 630073, Россия, г. Новосибирск, пр. Карла Маркса, 20. E-mail: m.gorbachev@corp.nstu.ru).

Gorbachev Maksim Victorovich (b. 1982) – Candidate of Sciences (Eng.), senior researcher, head of Technical Thermal Physics Department. His research interests are currently focused on heat-mass transfer, evaporation cooling of air flow, numerical modeling. He is author of 80 scientific papers. (Address: 20, Karl Marx Av., Novosibirsk, 630073, Russia. E-mail: m.gorbachev@corp.nstu.ru).

Терехов Виктор Иванович – родился в 1944 году, д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник лаборатории термодинамики, ИТ СО РАН. Область научных интересов: теория тепломассообмена, теплофизика, турбулентность, экспериментальные и численные методы. Опубликовано около 500 научных работ. (Адрес: 630090, Россия, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева, д. 1. E-mail: terekhov@itp.nsc.ru).

Terekhov Viktor Ivanovich (b. 1944) – Doctor of Sciences (Eng.), Professor, Chief Researcher, Thermogasodynamics Laboratory, IT SB RAS. His research interests are currently focused on heat- and mass transfer theory, thermal physics, turbulence, experimental and numerical modeling. He is author of 500 scientific papers. (Address: 1, Ac. Lavrentiev Av., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: terekhov@itp.nsc.ru).

Статья поступила 20 сентября 2022 г.
Received September 20, 2022

To Reference:

Gorbachev M.V., Terekhov V.I. Sravnitel'nyi analiz skhem teplomassoobmennyykh apparatov kosvenno-isparitel'nogo okhlazhdeniya vozdukh [Comparative analysis of heat and mass transfer apparatus schemes for indirect-evaporative air cooling]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2022, no. 4 (57), pp. 18–28. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-4-18-28.