ВЛИЯНИЕ УВЛАЖНЕНИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ПОТОКА ВОЗДУХА НА ПРОЦЕСС ТЕПЛООБМЕНА В ПЛАСТИНЧАТОМ РЕКУПЕРАТИВНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

САМАРИН О.Д., КИРУШОК Д.А.

Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, г. Москва, Россия

Аннотация. Рассмотрен процесс изменения состояния влажного воздуха в оборудовании систем механической вентиляции или кондиционирования воздуха при использовании пластинчатого перекрестноточного рекуператора с целью косвенного испарительного охлаждения притока в теплый период года в условиях испарения воды, уносимой из секции увлажнения. Исследованы особенности теплопередачи в рекуператоре при наличии испарения и представлены результаты вычисления повышающего коэффициента к температурной эффективности теплообменника для потока нагреваемого вытяжного воздуха в зависимости от числа единиц переноса теплоты и влаги. Показано уточнение построения процесса изменения состояния влажного воздуха на I-d-диаграмме для рассматриваемой схемы с учетом испарения и выявлено влияние повышения эффективности рекуператора на требуемый воздухообмен в обслуживаемом помещении. Изложение проиллюстрировано числовыми и графическими примерами.

Ключевые слова: тепломассообмен, испарение, влагосодержание, число единиц переноса, средняя разность температур, температурная эффективность

THE EFFECT OF HUMIDIFYING THE AUXILIARY AIR FLOW ON THE HEAT TRANSFER PROCESS IN THE RECUPERATIVE HEAT EXCHANGER

SAMARIN O.D., KIRUSHOK D.A.

National Research Moscow State University of Civil Engineering, Moscow, Russia,

Abstract. The process of changing the state of moist air in the equipment of mechanical ventilation or air conditioning systems using a plate cross-flow heat exchanger for the purpose of indirect evaporative cooling of the inflow in the cooling period of the year under the conditions of evaporation of water carried away from the humidification section is considered. The features of heat transfer in the heat exchanger in the presence of evaporation are studied and the results of calculation of the increasing coefficient to the temperature efficiency of the heat exchanger for the flow of heated exhaust air depending on the number of units of heat and moisture transfer are presented. The refinement of the construction of the process of changing the state of moist air on the I-d diagram for the scheme under consideration, taking into account evaporation, is shown and the effect of increasing the efficiency of the heat exchanger on the required air exchange in the serviced room is revealed. The presentation is illustrated by numerical and graphical examples.

Keywords: heat and mass exchange, evaporation, specific air humidity, number of transfer units, average temperature difference, thermal efficiency.

Введение

Одной из энергосберегающих схем обработки приточного воздуха в теплый период года, позволяющей обеспечить требуемые параметры внутреннего микроклимата в помещениях зданий без использования искусственных источников холода, является косвенное испарительное охлаждение. В ряде работ отечественных и зарубежных авторов, например, [1 – 11], рассматривались различные аспекты применения такой схемы и расчета процессов тепломассообмена в используемом оборудовании. В публикации [12] авторы предложили описание модифицированного варианта конструкции, представленной в [2], которая предусматривает ис-

пользование для охлаждения притока пластинчатого перекрестноточного рекуператора, который зимой служит для утилизации теплоты удаляемого воздуха. Таким образом, установка кондиционирования воздуха, включающая перечисленные элементы, и является объектом исследования в настоящей работе. В отличие от [2], здесь можно обеспечить круглогодичное функционирование одной и той же секции увлажнения как в теплый, так и в холодный период года, в последний – по прямому назначению для увлажнения притока, за счет надлежащего переключения потоков воздуха в элементах вентиляционной установки с помощью дополнительных промежуточных секций и клапанов. Данная конструкция является оригинальной (заявка на патент НИУ МГСУ № 2018 113 489 от 13.04.2018), поэтому результатов, приведенных в существующих источниках, недостаточно для полного описания происходящих в ней процессов, и требуется их дополнительное исследование. Его основной целью является установление изменения характера нагрева вспомогательного охлаждающего потока вытяжного воздуха в теплый период с учетом испарения капель жидкой влаги, проникающей из секции увлажнения, и выявление предельного расхода испаряющейся влаги. Задачами исследования в таком случае будут выявление изменения температурной эффективности рекуператора и изображения процессов изменения состояния потоков воздуха в установке на $I-d$ диаграмме.

Модели и методы

Поскольку в рассматриваемой схеме в теплый период воздух будет двигаться через секцию увлажнения в обратном направлении, поэтому должен увеличиваться унос капель жидкой влаги, которые теперь могут испаряться на поверхности теплообмена в рекуператоре, отнимая некоторое дополнительное количество теплоты от притока. В основном такая задача требует решения применительно к коэффициенту температурной эффективности по греющему (охлаждаемому) теплоносителю $k_{эф.г.}$, т.е. для определения конечной температуры потока приточного воздуха. Однако для завершения исследования и возможности полного анализа тепломассообменных процессов в рекуператоре с соответствующим построением на $I-d$ диаграмме целесообразно рассмотреть и изменение эффективности $k_{эф.х}$ по охлаждаемому (нагреваемому) потоку вытяжного воздуха.

Это можно сделать с помощью программы для ЭВМ, составленной авторами на алгоритмическом языке *Fortran* и реализующей конечно-разностную аппроксимацию уравнений теплообмена в рекуператоре с учетом испарения капель [13], [14]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \theta_{\Gamma}}{\partial y'} &= NTU_{\Gamma}[\theta_x(x', y') - \theta_{\Gamma}(x', y')], \\ \frac{\partial \theta_x}{\partial x'} &= NTU_x[\theta_{\Gamma}(x', y') - \theta_x(x', y')].\end{aligned}\quad (1)$$

В уравнениях (1) приняты следующие обозначения: $x' = x/l$, $y' = y/l$ – безразмерные линейные координаты, где l – длина пластин теплообменника (предполагается, что он является квадратным). В рассматриваемой схеме роль греющего (т.е. охлаждаемого) в теплый период играет поток притока, а роль нагреваемого (т.е. охлаждающего) – поток вытяжного воздуха, прошедший через увлажнитель.

Параметры $\theta_{\Gamma} = \frac{t_{\Gamma}(x', y') - t_{1x}}{t_{1\Gamma} - t_{1x}}$, $\theta_x = \frac{t_x(x', y') - t_{1x}}{t_{1\Gamma} - t_{1x}}$ представляют собой относительные безразмерные температуры теплоносителей t_{Γ} и t_x в точках с координатами x' и y' . Здесь $t_{1\Gamma}$ и t_{1x} – температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на входе в теплообменник. В качестве основных безразмерных параметров при обработке результатов были принят комплекс $NTU_{\Gamma} = \frac{3.6kF}{G_{\Gamma}c}$, т.е. число единиц переноса теплоты для греющего теплоносителя, где G_{Γ} – массовый расход греющего теплоносителя, кг/ч; c – его удельная теплоемкость (для воздуха $c = 1.005$ кДж/(кг·К)); K , Вт/(м²·К), и F , м² – соответственно коэффициент теплопередачи тепло-

обменника и его поверхность теплообмена, а также $NTU' = \frac{r\Delta d}{c\Delta t_{cp}} \cdot 10^{-3}$ – комплекс, учитывающий испарение воды, или число единиц переноса влаги. Здесь r – удельная теплота парообразования воды, равная примерно 2490 кДж/кг; Δd – предполагаемое изменение влагосодержания потока вытяжного воздуха, г/кг, т.е. удельное количество влаги, переходящей из жидкой в парообразную фазу; Δt_{cp} – средняя разность температур, К, между теплоносителями в аппарате, получаемая на основании расчета температурного поля. Комплекс NTU_x представляет собой число единиц переноса теплоты для нагреваемого теплоносителя, но, если считать, что его расход $G_x = G_t$, получим и $NTU_x = NTU_t$.

На рисунке 1 сплошной линией представлена зависимость от NTU' величины повышающего коэффициента к значению $k_{эф.х}$ за счет влияния испарения по данным численного расчета при $NTU = 1.5$. Пунктиром показана аппроксимация, которая в данном случае достаточно хорошо представляется следующим выражением:

$$f(NTU') = \sqrt{1 + NTU'} \quad (2)$$

Таким образом, предварительные соображения о влиянии дополнительной теплоты за счет испарения на температурную эффективность рекуператора, в соответствии с которыми поправочный множитель к $k_{эф.х}$ должен выглядеть как $\sqrt{1 + bNTU'}$, где b – некоторый числовой коэффициент [15], подтверждается и для нагреваемого (охлаждающего) воздушного потока, так же с точностью до числового коэффициента в формуле. Для других значений NTU в диапазоне от 0.1 до 2.5 аппроксимационные выражения будут выглядеть аналогично, меняется только величина числового коэффициента при NTU' , поведение которого по результатам обработки численных расчетов показано на рисунке 2 сплошной кривой. Вследствие большого диапазона изменения параметров здесь принята логарифмическая шкала по обеим осям. Поскольку в таких координатах построенная линия близка к прямой, очевидно, что ее аппроксимацию следует искать в виде степенной функции от параметра NTU , график которой изображен пунктиром. В этом случае окончательное соотношение для поправочного множителя к коэффициенту $k_{эф.х}$ записывается в следующем виде:

$$f(NTU') = \sqrt{1 + bNTU'}, \text{ где } b = \frac{1.7}{NTU^{1.3}} \quad (3)$$

Рисунок 1 - Зависимость от NTU' поправочного множителя к величине $k_{эф.х}$ за счет влияния испарения при $NTU = 1.5$: сплошная линия – численный расчет, пунктир – аппроксимация по (2)

Рисунок 2 - Зависимость от NTU числового коэффициента b при NTU' в выражении (3) для поправочного множителя к величине $k_{эф.х}$ за счет влияния испарения: сплошная линия – численный расчет, пунктир – аппроксимация

Теперь необходимо отметить, что увеличение температурной эффективности рекуператора вследствие испарения жидкой влаги на поверхности теплообмена должно влиять также и на изображение в $I-d$ -диаграмме соответствующих процессов изменения состояния влажного воздуха в аппарате. Первоначальная схема таких процессов, при построении которой значения $k_{эф.х}$ и $k_{эф.г}$ принимались одинаковыми и без учета рассматриваемого эффекта, была представлена авторами в работе [12]. Покажем теперь, что произойдет, если коэффициенты $k_{эф.х}$ и $k_{эф.г}$ будут вычислены с использованием корректировки через величину NTU' по полученным выше формулам.

Результаты исследования и их анализ

Рассмотрим процесс изменения состояния влажного воздуха в оборудовании систем механической вентиляции или кондиционирования воздуха при использовании пластинчатого перекрестноточного рекуператора с использованием косвенного испарительного охлаждения притока в теплый период года в условиях, аналогичных тем, которые были использованы в работе [12], но с учетом испарения воды в пластинчатом рекуператоре, уносимой из секции увлажнения. На рисунке 3 показан фрагмент $I-d$ -диаграммы с процессом изменения состояния воздуха с учетом испарения жидкой влаги на поверхности рекуператора (сплошная линия). Для сравнения пунктиром изображен процесс без учета испарения, описанный в работе [12].

Параметры основных точек на рисунке 3:

НБ (наружный воздух по параметрам «Б»): температура $t_{НБ} = +26^{\circ}\text{C}$, энтальпия $I_{НБ} = 54.4$ кДж/кг для Москвы по СП 131.13330.2012 «Актуализированная редакция СНиП 23-01-99* "Строительная климатология"»;

П' = О (после пластинчатого теплообменника перед вентилятором): температура $t_{П'} = t_{НБ} - f(NTU')k_{эф}(t_{НБ} - t_{о2})$ при равных расходах приточного и уходящего воздуха и с учетом величины $t_{о2}$ (см. ниже), где $k_{эф} = 0.67$ – средний коэффициент температурной эффективности пластинчатого теплообменника без учета испарения. Выражение для повышающего коэффициента $f(NTU')$ можно получить тем же способом, что и (1) - (2):

$$f(NTU') = (1 + NTU')^{\frac{NTU}{1.55NTU+1.88}}. \quad (4)$$

Для того, чтобы результаты, получаемые в предлагаемой работе, возможно было сопоставить с данными [12], найдем из принятого там среднего значения $k_{эф}$ соответствующую величину NTU , используя существующую зависимость [13]:

$$k_{эф} = \frac{NTU}{1.137 \cdot NTU + 1}, \quad (5)$$

откуда для $k_{эф} = 0.67$ после преобразований получаем $NTU = 2.81$.

Рисунок 3 - Изображение на I-d-диаграмме процесса изменения состояния воздуха при его кондиционировании с учетом испарения капель влаги (сплошная линия) и без учета испарения (пунктирная линия)

Значение комплекса $NTU' = 0.844$ определяем в ходе вычислений по уже упомянутой программе для ЭВМ при вычисленном значении $NTU = 2.81$ и предполагаемом изменении влагосодержания потока вытяжного воздуха $\Delta d = 0.1$ г/кг.

Тогда, подставив в формулу (3) принятые NTU и NTU' , получаем:

$$f(NTU') = (1 + 0.844)^{\frac{2.81}{1.55 \cdot 2.81 + 1.88}} = 1.3$$

Следовательно, температура в точке П' будет равна: $t_{п'} = t_{нБ} - f(NTU')k_{эф}(t_{нБ} - t_{о2}) = 26 - 1.3 \cdot 0.67(26 - 20) \approx +20.8^\circ\text{C}$

П (приток после вентилятора): температура $t_{п} = +21.3^\circ\text{C} = t_{п'} + 0.5^\circ$; влагосодержание $d_{п} = d_{п'} = d_{нБ} = 11.1$ г/кг;

В (внутренний воздух помещения): температура $t_{в} = +25^\circ\text{C}$ – максимальная из оптимальных в ТП по ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»; относительная влажность $\phi_{в} = 58\%$ – в оптимальных пределах по построению при заданных $t_{п}$ и $d_{п}$ и при характерном значении углового коэффициента луча процесса в помещении $\varepsilon_{пом} = 10000$ кДж/кг,

У (уходящий воздух): температура $t_{у} = t_{в} + 1 = 26^\circ\text{C}$, энтальпия $I_{у} = 56.1$ кДж/кг – по построению;

W (предельно возможное состояние после адиабатного увлажнения): температура $t_w = t_{m(y)} = +19.7^\circ\text{C}$, т.е. равна температуре мокрого термометра уходящего воздуха, относительная влажность $\phi_w = 100\%$;

O₂ (перед пластинчатым теплообменником после секции увлажнения): относительная влажность $\phi_{o2} = 95\%$, температура $t_{o2} = +20.2^\circ\text{C}$ (по построению);

УТ' (вспомогательная после пластинчатого теплообменника для потока уходящего воздуха): температура $t_{yt} = t_{o2} + f(NTU')k_{\phi}(t_n - t_{o2}) = 20.2 + 1.3 \cdot 0.67(26 - 20.2) = +25.3^\circ\text{C}$;

УТ (после пластинчатого теплообменника для потока уходящего воздуха с учетом поступления скрытой теплоты за счет испарения капель): получается по построению процесса из вспомогательной точки УТ' по линии $I = \text{const}$ и увеличении влагосодержания на величину $\Delta d = 0.1$ г/кг.

Таким образом, учет испарения в рассматриваемом примере привел к снижению величины t_n с $+22.5$ до $+21.3^\circ$ и, соответственно, разности $(t_y - t_n)$ с 3.5 до 4.7° , а, следовательно, к сокращению требуемого воздухообмена в помещении в $4.7/3.5 = 1.34$ раза, т.е. примерно на $1/3$. Разумеется, данный результат должен привести и к изменению условий достижения требуемых параметров внутреннего микроклимата в обслуживаемом помещении, а именно к повышению их обеспеченности и к расширению области параметров наружного климата, где возможно применение рассматриваемой схемы.

Проведем аналогичный расчет для предполагаемого изменения влагосодержания потока вытяжного воздуха $\Delta d = 0.2$ г/кг. При этом по определению величина комплекса $NTU' = 2.05$, тогда значение повышающего коэффициента равно:

$$f(NTU') = (1 + 2.05)^{\frac{2.81}{1.55 \cdot 2.81 + 1.88}} = 1.65.$$

Теперь найдем произведение $f(NTU')$ и коэффициента температурной эффективности пластинчатого теплообменника k_{ϕ} : $f(NTU')k_{\phi} = 1.65 \cdot 0.67 = 1.1$. Но по своему физическому смыслу результат должен быть меньше 1, иначе не будет выполняться закон сохранения энергии. Поэтому очевидно, что данное условие не может быть реализовано физически, и дальнейшие расчеты нецелесообразны. Однако по сути это означает, что вся жидкая влага при $\Delta d = 0.2$ г/кг не сможет испариться с поверхности теплообмена в рекуператоре, тогда остаток будет стекать в его поддон, и его необходимо будет отводить в систему канализации либо возвращать обратно в секцию увлажнения для повторного использования. Более того, исходя из условия $f(NTU')k_{\phi} < 1$, мы можем определить предельную величину Δd , то есть максимально возможное количество влаги, которое может испариться в теплообменнике при соблюдении теплового баланса между потоками воздуха.

Выводы

Доказано, что учет возможного испарения капель жидкой влаги, проникающей в рекуператор, приводит к повышению его температурной эффективности при косвенном испарительном охлаждении притока в теплый период в зависимости от величины критериев NTU и NTU' ;

Обнаружено, что характер зависимости поправочного коэффициента от NTU' в целом совпадает с полученным ранее решением для охладителя-утилизатора в режиме конденсации с точностью до числового коэффициента, зависящего от величины NTU ;

Отмечено, что повышение температурной эффективности рекуператора за счет испарения капель приводит к снижению температуры приточного воздуха, подаваемого в помещение, и тем самым к сокращению требуемого воздухообмена;

Показано, что существует предельное количество жидкой влаги, способное испариться на поверхности теплообмена в рекуператоре, и в случае, если фактический унос из увлажнителя превышает данную величину, остаточная влага остается в жидком виде и должна удаляться из аппарата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Королева Н.А., Фокин В.М., Тарабанов М.Г. Разработка рекомендаций по устройству энергоэффективных схем систем вентиляции и кондиционирования // Вестник ВолГАСУ. Серия: Строительство и архитектура. 2015. Вып. 41 (60). С. 53 – 62.
2. Королева Н.А., Фокин В.М. Применение систем кондиционирования воздуха с испарительным охлаждением в современных зданиях // Вестник ВолГАСУ. Серия: Строительство и архитектура. 2015. Вып. 39 (58). С. 173 – 182.
3. Бройда В.А. Расчет параметров работы теплообменника фанкойла с учетом устанавливающегося состояния воздуха в помещении // Известия вузов. Строительство. 2013. № 8. С. 72 – 77.
4. Емельянов А.Л., Кожевникова Е.В. Методика расчета теплообмена при движении воздуха в поверхностных воздухоохладителях // Вестник МАХ. 2014. № 1. С. 39 – 42.
5. Малявина Е.Г., Крючкова О.Ю. Оценка энергопотребления различными центральными системами кондиционирования воздуха. // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 4. С. 149 – 152.
6. Малявина Е.Г., Крючкова О.Ю. Экономическая оценка центральных систем кондиционирования воздуха с различными схемами его обработки. // Промышленное и гражданское строительство. 2014. № 7. С. 30 – 34.
7. Horikiri K., Yao Y., Yao J. Modelling conjugate flow and heat transfer in a ventilated room for indoor thermal comfort assessment // Building and Environment. 2014. № 77. Pp. 135 – 147.
8. Paiho S., Abdurafikov R., Hoang H. Cost analyses of energy-efficient renovations of a Moscow residential district // Sustainable Cities and Society. 2015. Vol. 14. № 1. P. 5 – 15.
9. Pomianowski M., Andersen C.H., Heiselberg P. Technical potential of evaporative cooling in Danish and European condition // Proceedings of the 6th International Building Physics Conference, IBPC 2015. Pp. 2421 – 2426.
10. De Angelis A., Saro O., Truant M. Evaporative cooling systems to improve internal comfort in industrial buildings // Proceedings of the 72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, 6-8 September 2017, Lecce, Italy. Pp. 313 – 320.
11. Meggers F., Guo H., Teitelbaum E., Aschwanden G., Read J., Houchois N., Pantelic J., Calabrò E. The Thermohelioidome – “Air conditioning” without conditioning the air, using radiant cooling and indirect evaporation // Energy and Buildings. 2017. № 157. Pp. 11 – 19.
12. Самарин О.Д., Лушин К.И., Кирушок Д.А. Энергосберегающая схема обработки воздуха с косвенным испарительным охлаждением в пластинчатых рекуператорах. // Жилищное строительство. 2018. № 1-2. С. 43 – 45.
13. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1983. 416 с.
14. Самарин О.Д., Кирушок Д.А. Моделирование теплообмена в пластинчатом рекуперативном теплообменнике при увлажнении вспомогательного потока воздуха. // Известия вузов. Строительство. 2019. № 1. С. 54 – 60.
15. Самарин О.Д. О новом подходе к учету конденсации водяных паров при тепловом расчете воздухоохладителей // Известия вузов. Строительство. 2016. № 2. С. 67 – 73.

REFERENCES

1. Korolyova N.A., Fokin V.M., Tarabanov M.G. Razrabotka rekomendatsiy po ustroystvu energoeffektivnykh skhem sistem ventilyatsii i konditsionirovaniya [Development of recommendations on the design of energy efficient schemes of ventilating and air conditioning]. *Vestnik VolGASU. Seriya: Stroitel'stvo i arkhitektura*. 2015. Vol. 41 (60). Pp. 53 – 62. (rus)
2. Korolyova N.A., Fokin V.M. Primeneniye system konditsionirovaniya vozdukha s isparitel'nym okhlazhdeniyem v sovremennykh zdaniyakh [Application of air conditioning evaporative cooling in modern buildings]. *Vestnik VolGASU. Seriya: Stroitel'stvo i arkhitektura*. 2015. Vol. 39 (58). Pp. 173 – 182. (rus)
3. Broyda V.A. Raschet parametrov raboty teploobmennika fankoyla s uchetom ustanavlivayushchegosya sostoyaniya vozdukha v pomeshchenii [Calculation of operating parameters for fancoil heat exchanger considering steady indoor conditions for the air]. *Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo*. 2013. No. 8. Pp. 72 – 77. (rus)
4. Yemelyanov A.L., Kozhevnikova E.V. Metodika rascheta teploobmena pri dvizhenii vozdukha v poverkhnostnykh vozdukhookhladitelyakh [Procedure of heat transfer calculation under air motion in surface air coolers]. *Vestnik MAH*. 2014. No. 1. Pp. 39 – 42. (rus)
5. Malyavina E.G., Kryuchkova O.Yu. Otsenka energopotrebleniya razlichnymi tsentral'nymi sistemami konditsionirovaniya vozdukha [Estimation of the energy consumption of the different central air condition systems]. *Nauchno-tehnicheskii vestnik Povolzhya*. 2014. No. 4. Pp. 149 – 152. (rus)

6. E.G.Malyavina, O.Yu.Kryuchkova. Ekonomicheskaya otsenka tsentral'nykh sistem konditsionirovaniya vozdukhа s razlichnymi skhemami yego obrabotki [Economic estimation of central air conditioning systems with different air treatment schemes]. *Promyshlennoye i grazhdanskoye stroitel'stvo*. 2014. No. 7. Pp. 30 – 34. (rus)
7. Horikiri K., Yao Y., Yao J. Modelling conjugate flow and heat transfer in a ventilated room for indoor thermal comfort assessment. *Building and Environment*. 2014. No. 77. Pp. 135 – 147.
8. Paiho S., Abdurafikov R., Hoang H. Cost analyses of energy-efficient renovations of a Moscow residential district. *Sustainable Cities and Society*. 2015. Vol. 14. № 1. P. 5 – 15.
9. Pomianowski M., Andersen C.H., Heiselberg P. Technical potential of evaporative cooling in Danish and European condition. Proceedings of the 6th International Building Physics Conference, IBPC 2015. Pp. 2421 – 2426.
10. De Angelis A, Saro O., Truant M. Evaporative cooling systems to improve internal comfort in industrial buildings. Proceedings of the 72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, 6-8 September 2017, Lecce, Italy. Pp. 313 – 320.
11. Meggers F., Guo H., Teitelbaum E., Aschwanden G., Read J., Houchois N., Pantelic J., Calabrò E. The Thermoheliodome – “Air conditioning” without conditioning the air, using radiant cooling and indirect evaporation. *Energy and Buildings*. 2017. № 157. Pp. 11 – 19.
12. Samarin O.D., Lushin K.I., Kirushok D.A. Energosberegayushchaya schema obrabotki vozdukhа s kosvennym isparitel'nyim okhlazhdeniyem v plastinchatykh rekuperatorakh [The energy saving scheme of air treatment with indirect evaporative cooling in plate heat recovery units]. *Zhilishchnoye stroitel'stvo*. 2018. No. 1-2. Pp. 43 – 45. (rus)
13. Bogoslovsky V.N., Poz M.Ya. Teplofizika apparatov utilizatsii tepla system otopeniya, ventilyatsii i konditsionirovaniya vozdukhа [Thermal physics of the heat recovery units in the HVAC systems]. Moscow: Stroyizdat Publishers, 1983. 416 p. (rus)
14. Samarin O.D., Kirushok D.A. Modelirovaniye teploobmena v plastinchatom rekuperativnom teploobmenнике pri uvlazhnenii vspomogatel'nogo potoka vozdukhа [Modeling of heat transfer in recuperative heat exchanger while humidifying the auxiliary air flow]. *Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo*. 2019. No 1. Pp. 54 – 60.
15. Samarin O.D. O novom podkhode k uchetu kondensatsii vodyanykh parov pri teplovom raschete vozdukhookhladiteley [On a new approach to the account of water vapor sweating during thermal calculation of air coolers]. *Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo*. 2016. No. 2. Pp. 67 – 73. (rus)

Информация об авторах:

Самарин Олег Дмитриевич

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет» (НИУ МГСУ), г. Москва, Россия, канд. техн. наук, доц., доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции, E-mail: samarinod@mgsu.ru, samarin-oleg@mail.ru

Кирушок Дмитрий Александрович

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет» (НИУ МГСУ), г. Москва, Россия, инженер, аспирант кафедры теплогазоснабжения и вентиляции, E-mail: tz_dima@mail.ru

Information about authors:

Samarin Oleg D.

National Research Moscow State University of Civil Engineering, Moscow, Russia, Candidat in tech. sc., doc., doc. (assist. prof.) of the dep. of heat and gas supply and ventilation E-mail: samarinod@mgsu.ru, samarin-oleg@mail.ru

Kirushok Dmitry A.

National Research Moscow State University of Civil Engineering, Moscow, Russia, Engineer, post-graduate student of the dep. of heat and gas supply and ventilation E-mail: tz_dima@mail.ru